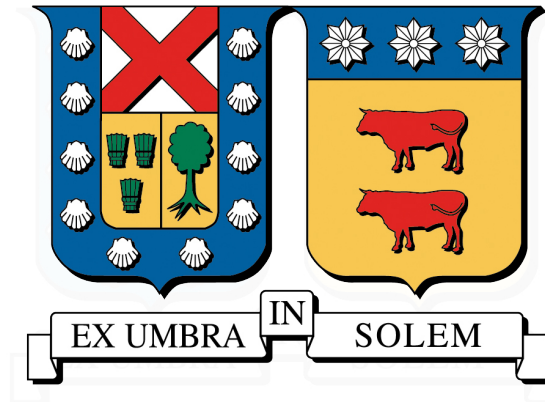


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INDUSTRIAS
VALPARAÍSO - CHILE



**SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO
Y ENFRIAMIENTO POR RADIACIÓN NOCTURNA
PARA UN COLECTOR SOLAR PLANO**

CARLOS ALFONSO WALTON GONZÁLEZ

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL INDUSTRIAL

PROFESOR GUÍA : Dr. JORGE CONTRERAS.
PROFESOR CORREFERENTE : Dr. RODRIGO DEMARCO.

AGOSTO 2019

Agradecimientos

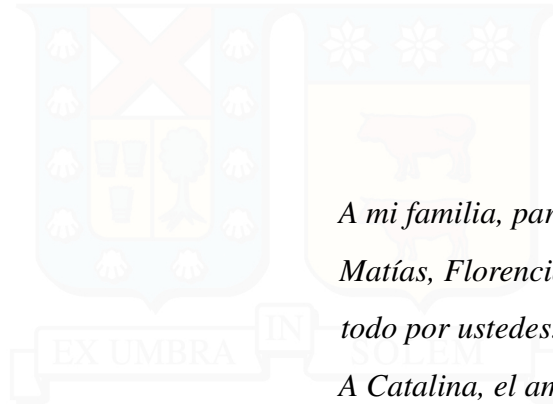
Agradezco al profesor Jorge Contreras, quien anecdóticamente me habló del enfriamiento radiativo en mi primera clase de gestión energética y terminó siendo mi tema de memoria. Le agradezco que me haya hecho parte del proyecto de investigación.

Agradecimiento especial a Martín Miranda por ayudarme a comprender (algo) de Latex y salvarme en los momentos de desesperación.

Agradezco enormemente a mi Tuna Universitaria de la Universidad Técnica Federico Santa María, que me enseñó la alegría del estudiante y el negro menester, Aupa Tuna hermanos míos.

Agradezco al Area de Recursos Tecnológicos de la Biblioteca USM, quienes me acogieron durante casi toda mi vida universitaria, funcionarios, compañeros, tías del aseo, gracias por el cariño.

Agradezco a mi familia, amigos, profesores, funcionarios y todos aquellos que me acompañaron en estos casi 7 años donde lo pasé increíble.



*A mi familia, para Carlos, Claudia,
Matías, Florencia, Cristina,
todo por ustedes.*

A Catalina, el amor de mi vida.

Resumen ejecutivo

Con la intención de explorar la utilización de los colectores solares en horas en que el sol se ha ido, la presente memoria estudia numéricamente el desempeño energético de un sistema de calentamiento solar y enfriamiento por radiación nocturna utilizando un sistema térmico provisto de estanques de acumulación, bomba de recirculación y un colector solar plano de $1 \times 2 \text{ m}^2$ como aparato intercambiador de energía entre el sistema y las fuentes energética, en este caso el sol, para el calentamiento, y el cielo nocturno, para el enfriamiento. Este estudio se llevó a cabo implementando un proyecto en la herramienta de simulación dinámica llamada TRNSYS (Transient System). El sistema propuesto está provisto de dos estanques, una para almacenar el calor del día y el otro el frío producido durante la noche, utilizando una lógica de control comprende un ciclo de calentamiento que va desde 06:00 hrs hasta las 20:00 hrs y un ciclo de enfriamiento que comprende desde las 20:00 hrs a 06:00 del día siguiente, ambos ciclos consideran la utilización de una misma bomba impulsora. El efecto del volumen de estanques y el flujo másico en el rendimiento energético del sistema fueron evaluados. Los resultados iniciales arrojaron que a mayor volumen de estanque mejor el desempeño general del sistema. La eficiencia térmica no presentó diferencias significativas para un gran variación del flujo másico, así como el potencial de enfriamiento tendió a converger para un flujo másico alto, llegando a un límite de potencial. Para esto una ecuación para el potencial de enfriamiento en función del flujo másico es brindada. Dado los resultados, se utilizan estanques de 200L para calentamiento y enfriamiento y un flujo másico de 0,02 kg/s obteniendo una eficiencia térmica promedio para un día de 0,621 y un potencial de enfriamiento radiativo de 47,43 W/m². Este sistema permitió generar anualmente 1.345 kWh para el modo calentamiento y 244 kWh para el modo enfriamiento para la ciudad de Valparaíso, Chile. Finalmente, se sientan las bases para una futura investigación que se enfoque en estudiar el desempeño del sistema propuesto de manera experimental.

Palabras Clave. Enfriamiento radiativo, Energía solar, Departamento de Industrias, USM.

Abstract

With the intention of exploring the use of solar collectors in hours when the sun has gone, the present work numerically studies the energy efficiency of the solar heating system and the frequency of night radiation using a thermal system provided with accumulation tanks, recirculation pump and a flat solar collector of $1 \times 2 \text{ m}^2$ as an energy exchange device between the system and energy sources, in this case the sun, for heating, and the night sky, for cooling.

This study was carried out by implementing a project in the dynamic simulation tool called TRNSYS (Transient System). The proposed system is provided with two tanks, one to store the heat of the day and the other cold water produced during the night, using a logic control that comprises a heating cycle that goes from 06:00 a.m. to 8:00 p.m and a cooling cycle that includes from 20:00 hrs to 06:00 the next day, both cycles considered the use of an impulse pump. The effect of tank volume and mass flowrate on the energy performance of the system were evaluated. The initial results showed that a greater volume of tanks better the overall performance of the system. The thermal efficiency did not show variable differences for a large variation of the mass flow, just as the cooling potential tended to converge for a high mass flow, reaching a potential limit. For this, an equation for the cooling potential as a function of mass flow is provided. Given the results, 200L tanks are used for heating and cooling and a mass flow of 0.02 kg / s obtaining an average thermal efficiency for a day of 0.621 and a radiative cooling potential of 47.43 W / m^2 . This system annually generates 1.345 kWh for the heating mode and 244 kWh for the cooling mode for the city of Valparaíso, Chile. Finally, the foundations are laid for future research that focuses on studying the performance of the proposed system experimentally.

Keywords. Radiative Cooling, Solar Heating, Departamento de Industrias, USM

Índice de Contenidos

1. Introducción	1
1.1. Contexto	1
1.2. Objetivos	5
1.2.1. Objetivo General	5
1.2.2. Objetivos Específicos	5
2. Estado del arte	6
2.1. Antecedentes	6
3. Marco teórico	11
3.1. Espectro de radiación electromagnética	11
3.1.1. Radiación de cuerpo negro	12
3.1.2. Emisividad	14
3.1.3. Absortividad, reflectividad y transmisividad	14
3.2. Transferencia de calor	15
3.2.1. Conducción	16
3.2.2. Convección	16
3.2.2.1. Número de Reynolds	17
3.2.2.2. Número de Prandtl	17
3.2.2.3. Número de Nusselt	17
3.2.3. Radiación	18
3.2.4. Radiación atmosférica infrarroja	18
3.2.5. Temperatura de cielo	19
3.3. Enfriamiento radiativo	19
3.3.0.1. Factor de forma	20
3.3.1. Materiales selectivos para calentamiento y radiación nocturna	21
3.3.2. Coeficiente de rendimiento COP	22
3.3.3. Eficiencia térmica	23
4. Metodología	24
4.1. Sistema propuesto	24
4.1.1. TRNSYS	25
4.1.2. Bomba	26
4.1.3. Estanques	26
4.1.3.1. Perfiles de consumo	27

4.1.4. Conexiones y señal calentamiento/enfriamiento	28
4.1.5. Modelo del colector solar de placa plana	29
4.1.6. Modelo de temperatura de cielo	34
4.1.7. Evaluación del sistema	34
5. Resultados y discusión	37
5.1. Estanques	38
5.1.1. Desempeño de estanques para distintos volúmenes	38
5.2. Flujos másicos	40
5.2.1. Variación del área del colector	46
5.2.2. Variación de parámetros en función de flujo másico	47
5.2.3. Elección del flujo másico y evaluación anual	49
5.2.4. Desempeño en otras localidades	51
6. Conclusiones y perspectivas	54
Bibliografía	57

Índice de Tablas

3.1. Tabla de diversos modelos de emisividad del cielo despejado.	19
4.1. Tabla de especificaciones técnicas bomba sumergible Idra.	26
4.2. Tabla de parámetros del colector solar de placa plana.	30
4.3. Componentes utilizados de TRNSYS17	35
5.1. Tabla de disminución de la temperatura promedio del estanque frío para distintos volúmenes.	39
5.2. Tabla de diversos flujos máxicos de prueba.	41
5.3. Tabla resumen de resultados de eficiencia térmica para distintos flujos . . .	43
5.4. Tabla resumen de resultados de potencial de enfriamiento para distintos flujos.	45
5.5. Tabla resumen de resultados de temperatura promedio de estanque frío. . .	45
5.6. Tabla resumen de energía generada en kWh por m ² para distintos flujos . .	46
5.7. Energía anual generada por el sistema.	51
5.8. Desempeño anual en kWh generados del sistema para distintas ciudades de Chile.	52

Índice de Figuras

1.1. Gráfico composición matriz energética mundial y de Chile. Fuente: Política Energética 2050	2
3.1. Espectro electromagnético	12
3.2. Variación del poder de emisión de cuerpo negro con la longitud de onda para varias temperaturas Fuente: Transferencia de Calor, Yunus Cengel.	13
3.3. Esquema de irradiación y su descomposición en una superficie. Fuente: Transferencia de Calor, Yunus Cengel.	15
3.4. Esquema de los medios de transferencia de calor involucrados para una placa.	20
3.5. Representación del intercambio de calor por radiación para distintos factores de forma. Fuente: Transferencia de Calor y Masa, Çengel (2007).	21
3.6. Absortividad y emisividad espectral de una superficie ideal para calentamiento y enfriamiento radiativo.	22
4.1. Esquema del Sistema del colector para almacenar agua caliente y fría.	25
4.2. Kernel y componentes de TRNSYS.	26
4.3. Diagrama de modelo de estanque Type 4c.	27
4.4. Perfil de consumo de agua caliente para un estanque de 100 L.	28
4.5. Diagrama de componentes para un colector solar plano.	30
4.6. Corte transversal al modelo de colector.	33
4.7. Esquema final del sistema modelado en software TRNSYS17	35
4.8. Variables climáticas relevantes para día tipo de estudio.	36
5.1. Evolución temporal para diferentes volúmenes de estanque caliente de a) la temperatura promedio del estanque y b) eficiencia térmica.	39
5.2. Evolución temporal para diferentes volúmenes de estanque frío de a) la temperatura promedio del estanque y b) potencial de enfriamiento.	40
5.3. Evolución temporal para diferentes flujos máxicos de la temperatura de salida del colector para a) modo enfriamiento y b) modo calentamiento.	41
5.4. Evolución temporal de la temperatura de estanque para diferentes flujos máxicos para a) estanque frío y b) estanque caliente.	42
5.5. Evolución temporal para diferentes flujos máxicos para a) el potencial de enfriamiento y b) la eficiencia térmica.	43
5.6. Evolución temporal para la diferencia de temperatura de salida y entrada del colector para a) el modo enfriamiento y b) el modo calentamiento.	44

5.7. Potencial de enfriamiento para distintas áreas de colector para un flujo de 36 L/h/m ²	46
5.8. Comportamiento de la temperatura de salida del colector en función de flujos máxicos evaluados en distintos horarios para a) modo enfriamiento y b) modo calentamiento	47
5.9. Comportamiento de la temperatura de salida del colector en función de flujos máxicos evaluados a) potencial de enfriamiento promedio y b) eficiencia térmica diaria.	49
5.10. Temperaturas para funcionamiento del colector para un flujo de 36 L/h.	50
5.11. Evolución temporal de la temperatura de entrada y salida del colector con un flujo máxico de 36 L/h para a) modo enfriamiento y b) modo calentamiento.	51
5.12. Comparación de temperatura ambiente y de cielo para Antofagasta y Valparaíso para primeros 5 días de Enero.	52



1 | Introducción

Este capítulo desarrolla el contexto técnico, político y social en que se enmarca el presente estudio y que sentan las bases para la pregunta de investigación: ¿Puede un sistema para calentar agua sanitaria y enfriar agua por las noches utilizando un mismo colector plano funcionar en una vivienda en Chile?. En particular se exponen las políticas públicas que incentiban el uso de energía renovable y limpia en Chile, como lo es la Política 2050 impulsada por el Ministerio de Energía, contrastada con la matriz energética nacional. Se describe el consumo energético de viviendas en Chile, así como también el porcentaje utilizado por concepto de agua caliente sanitaria y climatización, que superan el 60 % del consumo energético total para una vivienda. Por otro lado de muestra las diferencias en el consumo energético para niveles socioeconómicos extremos como los son el nivel ABC1 y niveles D y E dejando claro la desventaja en climatización de los niveles socioeconómicos más bajos, en contraste con una creciente demanda por sistemas de climatización en el mundo. Por último se plantea la utilización de colectores solares planos como posible solución al incentivo y correcta utilización de energía en agua caliente y climatización para viviendas en Chile.

1.1. Contexto

El uso eficiente y responsable de la energía en el mundo es quizás uno de los más grandes desafíos que está enfrentando el mundo hoy en día. La creciente demanda de energía acompañado del incremento del calentamiento global debido en gran parte a las emisiones de gases de efecto invernadero producidos desde procesos de combustión como medio de generación de energía demandan la búsqueda constante de sistemas de generación

más eficientes y con menor huella de carbono, como lo son la utilización de energías renovables a nivel industrial y residencial.

Actualmente, Chile se encuentra llevando a cabo el Plan de Política Energética 2050 (Ministerio de Energía, 2016), una ambiciosa política de largo plazo que reconoce a la energía como un factor clave y estratégico para alcanzar las metas de desarrollo económico y social. Esta política se ordena en cuatro pilares que representan campos de acción, estas son seguridad y calidad de suministro, energía como motor de desarrollo, energía compatible con el medio ambiente y eficiencia y educación energética. En particular, el pilar "energía compatible con el medio ambiente" cuenta con un objetivo importante que es que las energías renovables constituyan el 60 % en el año 2035, y al menos un 70 % de la generación eléctrica para el año 2050 y alcanzando al menos un 30 % de reducción de intensidad de emisiones de GEI al 2030, lo que implica un cambio radical de nuestra matriz energética que al año 2014 cuenta con un 41 % de la energía en base al carbón y solo un 7 % de ERNC. La política Energía 2050 reconoce la especial importancia el potencial que tenemos como país en materia de energía solar, que actualmente solo representan un 1 % de la matriz nacional. como se puede observar en la Figura 1.1.

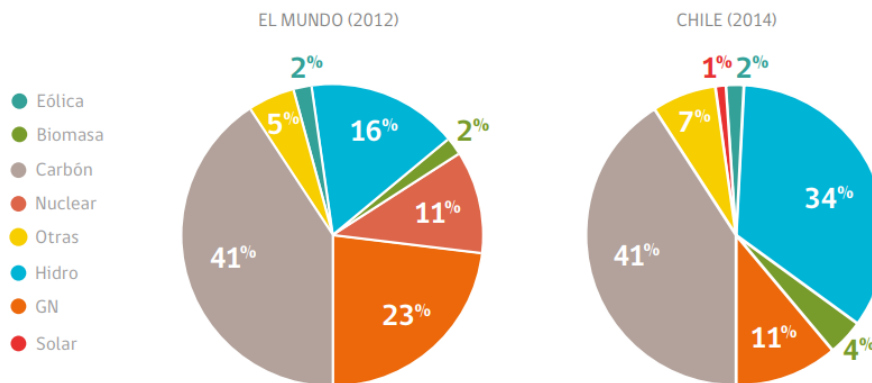


Figura 1.1: Gráfico composición matriz energética mundial y de Chile. Fuente: Política Energética 2050

El consumo final energético en Chile para el año 2017 pone en tercer lugar al comercio, residencial y público con un 22 % del total, detrás del sector industrial y minero (39 %) y transporte (36 %) que son grandes demandantes de energía debido a la naturaleza de sus procesos (CNE, 2018). En el sector residencial, comercial y público, cerca del 34 % de

la energía consumido comprende la electricidad, seguida muy de cerca con un 32 % por biomasa, principalmente leña, utilizada generalmente para cocción y calefacción, donde esta porción del consumo total del sector residencial es un porcentaje no menor y cobra relevancia a la hora de evaluar las emisiones generadas por el uso de este energético, que van en contra del objetivo de la política en reducir precisamente el uso de fuentes de energía de alta emisión de CO₂.

Dentro del consumo residencial, [Ledesma et al. \(2015\)](#) señalan que en muchas regiones del mundo la demanda por sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) pueden alcanzar un 40 % del consumo total de un edificio. Este consumo se considera importante dado que las personas requieren de un confort térmico dentro de sus viviendas, que se define como la percepción del intercambio térmico entre las personas y el entorno, y se debe a una serie de variables que afectan el ambiente interior como la humedad, temperatura ambiente, etc. Este confort se da entre los 18 a 22 °C. ([MINVU, 2016](#)).

La necesidad de acondicionar la temperatura interna de las viviendas queda explicitado en la alto crecimiento de la compra de equipos de aire acondicionado, el cual ha aumentado sus ventas a nivel mundial en un 340 % desde el año 2011 [Ministerio de Energía \(2017\)](#). Un estudio realizado por [Obrecht Ihl \(2016\)](#), señala que el consumo promedio de una residencia para Santiago de Chile el 32 % del consumo anual de energía corresponde al concepto de agua caliente sanitaria y el 30 % corresponde a climatización, lo que suma un total de 62 % del consumo anual de energía de una vivienda para estos dos items. Sin embargo, la diferencia en el consumo a nivel socioeconómico es muy notoria, dado que para agua caliente sanitaria, mientras el grupo ABC1 (grupo socioeconómico por sobre el percentil 90 en ingresos) consume anualmente en energía para agua caliente sanitaria un promedio de 3.412 kWh, los grupos D y E (grupos socioeconómicos entre percentil 45 y 10 y bajo el percentil 10 respectivamente en ingresos) consume solo 1.632 kWh en promedio, es decir, menos de la mitad. Lo mismo sucede para el consumo de energía por concepto de climatización, mientras el grupo ABC1 consume para climatización 2.895 kWh anualmente, los grupos D y E solo consume 1.854 kWh. Estas diferencias socioeconómicas en el acceso y utilización de ACS y climatización incentivan la búsqueda de soluciones

orientadas a las energías renovables dado la disponibilidad de este recurso para mejorar el acceso al consumo de ACS y climatización de una manera energéticamente eficiente y económicamente viable.

Los colectores solares planos son ampliamente utilizados como solución para abaratar costos en el consumo de agua caliente sanitaria dado su construcción básica y relativamente bajo costo. Por otro lado, la utilización del fenómeno de enfriamiento por radiación ha sido estudiado en las últimas décadas como solución en climatización de interiores, utilizando mayormente agua y aire como fluido. Sin embargo, la integración del calentamiento por radiación solar y el enfriamiento radiativo nocturno utilizando un mismo colector ha sido pobremente estudiado, por lo que nace una oportunidad de investigación el evaluar su potencial, optimizando el uso de m^2 de una vivienda para ACS y para enfriar agua.

Estos antecedentes ayudan a plantear la pregunta ¿puede un sistema para calentar agua sanitaria y enfriar agua por las noches utilizando un mismo colector plano funcionar en una vivienda en Chile?

Es por esto que este estudio evaluará el desempeño de un sistema de calentamiento y enfriamiento de agua y su almacenamiento con un mismo colector solar plano mediante un software de simulación de estados energéticos transientes llamado TRNSYS para su materialización experimental en un posterior trabajo, en el contexto de un proyecto de investigación multidisciplinario entre los departamentos de Industrias, Mecánica y Arquitectura de la Universidad Técnica Federico Santa María.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Evaluar el comportamiento energético mediante una simulación dinámica de un sistema que permita integrar la generación de calor y frío utilizando un colector solar plano.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Realizar un estudio bibliográfico relacionado netamente a la simulación de sistemas radiativos o dobles (calor-frío).
- Implementar un modelo integrado de calefacción y enfriamiento por radiación en software de simulación TRNSYS.
- Planificar campaña de simulaciones en función de las necesidades encontradas.
- Analizar resultados y proponer mejoras para aumentar el enfriamiento radiativo.
- Sentar las bases para una validación experimental de los resultados numéricos.

2 | Estado del arte

El estudio de generación de energía por radiación solar y enfriamiento radiativo han sido ampliamente estudiados y utilizados por separado, pero pocos son los que han integrado estos dos fenómenos en un mismo sistema. Los colectores solares han sido ampliamente utilizados para calentar agua durante el día, pero sus propiedades térmicas no lo hacen un buen radiador, así mismo radiadores utilizados para enfriamiento radiativo tienen una baja capacidad de absorción de energía, por lo que la utilización de un mismo equipo para ambos procesos parece contradictorio.

Es por esto es que en este trabajo se realizó una sólida revisión bibliográfica de estudios en la literatura que hayan investigado el desempeño o elaboración de sistemas para calentamiento y enfriamiento utilizando la energía solar y la radiación nocturna, más no el estudio de estos fenómenos por separado. Si bien son pocos los estudios relacionados, diversos son equipos, materiales y campañas experimentales utilizados para su evaluación. En este capítulo se describirán exhaustivamente los resultados de diversos investigadores y su metodología para posteriormente poder proponer un sistema propio y metodología de evaluación.

2.1. Antecedentes

El enfriamiento por radiación es un método de enfriamiento pasivo, el cual usa el cielo como sumidero térmico, disipando el calor de un cuerpo transfiriéndolo hacia el espacio exterior sin necesidad de usar energía para aquello, debido a la gran transparencia de la atmósfera para la radiación electromagnética infrarroja, entre 8 y 13 μm (Vall y Castell, 2017), llamada "ventana atmosférica". Este fenómeno ha sido investigado desde

hace décadas para aplicaciones industriales, como es el caso de [Castellanos et al. \(1972\)](#), quienes evaluaron el potencial de enfriamiento en el Desierto de Atacama en Chile para su aplicación en una planta desalinizadora por congelamiento donde lograron medir un potencial de 140 W/m^2 , aplicaciones para ahorro energético de edificaciones utilizando un colector solar plano para enfriar durante la noche un fluido como el agua para abastecer parte de la demanda de enfriamiento para mantener un confort térmico al interior ([Erell y Etzion, 2000](#)). Más recientemente, [Pean et al. \(2015\)](#) evaluaron el potencial de enfriamiento nocturno de manera teórica y experimental para un equipo PVT en la Universidad Técnica de Dinamarca, obteniendo un potencial de enfriamiento en un rango de $20 - 75 \text{ W/m}^2$, donde también evaluaron el COP, razón entre la potencia que alcanza el sistema y la potencia que es suministrada por la bomba, donde generalmente su valor es cercano a 2, sus resultados entregaron un COP entre 19 a 59, valores muy altos y que sustentan la idea del enfriamiento radiativo como un método pasivo de enfriamiento.

El colector solar plano es una de las tecnologías más usadas para calentamiento mediante el uso de un fluido, en general agua o aire, debido a su fácil constructibilidad, bajo costo de materiales y una larga vida útil pero utilizando una gran área para aprovechar la energía solar disponible solamente durante el día ([Colangelo et al., 2016](#)). Sin embargo, el uso de colectores solares planos para aprovechar el potencial de enfriamiento durante la noche ha sido largamente ignorado ([Anderson et al., 2013](#)). Una de las principales barreras para este uso es debido a que usualmente un colector solar tiene muy baja emisividad para la en la longitud de onda de la ventana atmosférica ($8-13 \mu\text{m}$) y por otra parte un radiador tradicional tiene una baja absorptividad para la longitud de onda de la radiación solar ($0,2-3 \mu\text{m}$) ([Mihalakakou et al., 1998](#)), es por esto que se requiere utilizar materiales espectralmente selectivos que tengan una gran emisividad espectral para longitudes de onda de radiación solar y ventana atmosférica, permitiendo el uso continuo del colector de placa plana en el día para calentar y en la noche para el enfriamiento radiativo ([Family y Mengüç, 2017](#)).

Uno de los primero estudios acabados sobre el potencial de un sistema de calentamiento solar y enfriamiento radiativo fue el elaborado por [Matsuta et al. \(1987\)](#), quienes evaluaron la performance de un colector de placa plana de cobre con un material selectivo de polivinil-

difluoruro, comparandolo con un colector con material no selectivo como pintura negra, ambos de dimensiones 1 x 2 m. Esta evaluación fue por un período de 22 horas, de 9:00 AM a 6:00 AM del día siguiente, por lo que esta evaluación dista de una de largo aliento para analizar en distintas condiciones climáticas. Como resultado obtuvieron para el colector con material selectivo una potencia máxima de calentamiento de 610 W/m^2 para un día despejado y un máximo de potencia de enfriamiento de 51 W/m^2 para una noche despejada, aunque se concluyó que la eficiencia para el material selectivo no distó mucho del material no selectivo.

En un estudio más actual de [Yong et al. \(2015\)](#) analizaron la performance térmica de un colector para calentamiento y enfriamiento de fácil ensamblaje de 2 m^2 en una superficie vertical, realizando un experimento a escala en Tianjin, China. Para el experimento utilizaron agua como fluido, dos estanques de 30 L para almacenar agua caliente y fría del sistema y dos bombas para realizar los ciclos de calentamiento y enfriamiento respectivamente, donde si la temperatura de salida del colector era menor a la de entrada se activa el ciclo de enfriamiento. Los resultados mostraron que la eficiencia promedio de un día soleado de invierno es de 39 % con un máximo de 65 % y durante una noche despejada de verano el potencial de enfriamiento promedio es de 87 W/m^2 .

Otro estudio realizado por [Sameti y Kasaeian \(2015\)](#) simuló un modelo de calentamiento y enfriamiento estacional de espacios pequeños a través de una pared de 6 m^2 con estanque adosado de almacenamiento en Louisville, Kentucky, a través de un modelo transiente de balances energéticos en MATLAB y validado mediante el software TRNSYS, utilizando data climatológica TMY2 (Typical Meteorological Year) que contiene datos de cada una hora durante un año para temperatura ambiente, radiación directa, radiación difusa, velocidad del viento y factor de nubosidad. Los modos de enfriamiento y calentamiento fueron separados en temporadas de Octubre a Abril y de Mayo a Septiembre respectivamente, donde para el modo de enfriamiento, se colocó una cobertura aislante por el exterior para evitar las ganancias térmicas por la radiación solar, dejando a la pared absorber el calor del interior y posteriormente en la noche esta cubierta era removida. Del mismo modo, para el modo de calentamiento esta cubierta era sacada durante el día y colocada durante la noche. Concluyeron que el sistema es capaz de suplir el 54 % y 53 %

de la demanda de calentamiento y enfriamiento respectivamente, con los meses de Octubre y Mayo se obtuvieron los máximos de 99 % y 88 % para calentamiento y enfriamiento respectivamente.

Hu et al. (2016) evaluaron el desempeño de un colector solar plano basado en agua para calentamiento y enfriamiento radiativo de 1,14 m x 0,95 m, proponiendo el uso de un nuevo material espectralmente selectivo llamado TPET, basado en titanio con tereftalato de polietileno y comparandolo con un colector sin material selectivo. El experimento se llevo a cabo con ambos colectores en paralelo con una inclinación de 32° mirando al sur para maximizar la irradiancia solar anual, sabiendo que afectaría la performance de enfriamiento que habría sido mejor si estos fuesen colocados horizontalmente mirando completamente al cielo. En primera instancia ambos colectores fueron conectados a un mismo estanque de agua para igualar la temperatura de entrada para cada uno y evaluar su desempeño variando el flujo másico durante día y noche en 0,016 kg/s y 0,012 kr/s respectivamente. Luego, para evaluar unicamente el modo de calentamiento se colocaron 2 estanques de 65 L cada uno para cada colector para que operen separadamente haciendo una evaluación de largo aliento durante Abril y Mayo de 2015, entre las 8:00 AM y 4:00 PM del día. Como conclusión la eficiencia térmica del colector para calentamiento, en el modo de calentamiento y enfriamiento, fue del 62,7 %, menor a la eficiencia del 79 % evaluado unicamente para calentamiento. En el modo enfriamiento, el colector entregó un poder de enfriamiento radiativo neto de 50.3 W/m² en una noche despejada y 23.4 W/m² en una noche nublada, aunque se espera un mejor comportamiento si el colector está horizontalmente mirando el cielo.

En otro estudio similar, Hu et al. (2018) evaluaron el desempeño de un colector de 1,964 m x 0,964 m pero con aire como fluido base, donde para épocas frias, se bombea aire desde el interior de un espacio para calentar durante el día y de igual modo en épocas calurosas enfriar el aire en la noche desarrollando un modelo matemático evaluando la performance de calentamiento y enfriamiento para un día típico de verano y para un año meteorológico típico. Una de las cosas destacables del estudio, es que se evaluó el efecto de distintas variables climatológicas por separado en el desempeño del colector. Evaluando el efecto de la temperatura ambiente los resultados entregaron que una variación de la

temperatura de 0 °C a 40 °C disminuye la eficiencia térmica del colector en modo de calentamiento en solo un 11,9 %, mientras que para el enfriamiento radiativo el potencial de enfriamiento creció en un 77,94 % lo que demuestra que la temperatura ambiente tiene un efecto negativo pero moderado para el modo calentamiento pero notoriamente positivo para el enfriamiento. Variando el flujo másico de aire de 0,01 kg/s a 0,2 kg/s, variando la diferencia de temperatura de salida y entrada de 43,16 °C a 5,45 °C para calentamiento, y de -5,3 °C a -0,53 °C para enfriamiento, aumentando la eficiencia térmica para calentamiento de 28,78 % a 72,67 % y un aumento del poder de enfriamiento de 28,25 W/m² a 56,6 W/m², demostrando la gran importancia del flujo másico para el desempeño del colector. Evaluando la humedad relativa HR se demuestra que genera un incremento moderado en el desempeño del colector para calentamiento y una gran disminución para enfriamiento, variando el parámetro HR de 5 % a 95 % la eficiencia térmica para calentamiento se incrementó de 45,04 % a 51,11 %, mientras que para enfriamiento el potencial descendió de 91,96 W/m² a 35,03 W/m². Evaluando la influencia de la velocidad del viento variando de 0,5 m/s a 10 m/s, los resultados fueron debilmente negativos, disminuyendo la eficiencia térmica de 51,94 % a 48,34 % y el potencial de enfriamiento pobremente reducido de 43,57 W/m² a 42,61 W/m². Finalmente, el desempeño anual del sistema entregó una eficiencia térmica promedio del 43,88 % y el poder de enfriamiento promedio de 36,61 W/m².

Estos y otros estudios han demostrado la importancia a la hora de evaluar de el desempeño de colectores solares planos para calentamiento y enfriamiento radiativo de la emisividad del material, el flujo másico del fluido base que atraviesa el sistema y las variables climatológicas en las que se evalúa, por lo que se hace necesario no solamente evaluar un sistema por sus características intrínsecas, sino también evaluar su desempeño en distintas condiciones atmosféricas, es decir, su ubicación local.

3 | Marco teórico

El capítulo anterior desarrolló metodologías y resultados de investigaciones anteriores sobre sistemas de calentamiento y enfriamiento por radiación nocturna en un mismo equipo. Diversos y complejos son los fenómenos físicos que interactúan en el funcionamiento de estos sistemas, además de que parámetros como materialidad, geometría y constructibilidad son importantes para tomar en cuenta para un correcto desempeño. Es por esto que este capítulo desarrolla una descripción detallada de todos los procesos físicos y modelos matemáticos necesarios para la correcta evaluación del sistema propuesto. En particular se describe el fenómeno de radiación infrarroja, emisividad y temperatura del cielo, que son base de este trabajo, y los procesos de transferencia de calor como conducción, convección y radiación que interactúan con el colector solar en todo momento y se traducen en un potencial de enfriamiento radiativo. También se desarrollan conceptos básicos de materialidad y métodos de evaluación de un sistema de enfriamiento como el COP. Este capítulo pretende sentar las bases teóricas para una posterior creación de un sistema de calentamiento y enfriamiento para un colector solar plano.

3.1. Espectro de radiación electromagnética

El fenómeno de radiación electromagnética es la energía emitida por la materia como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas (Çengel, 2007). Esta energía es emitida como una onda electromagnética que se caracteriza por su frecuencia ν que depende únicamente de la fuente y su longitud de onda λ donde viaja a través del vacío a la velocidad de la luz c_o y a través de un medio a la velocidad $c = c_o/n$ donde n es el índice de refracción del medio. La longitud de onda se define como:

$$\lambda = \frac{c}{\nu} \quad (3.1)$$

La radiación electromagnética cuenta con una amplia variedad de longitudes de onda, desde rayos gamma ($10^{-10} \mu\text{m}$) hasta ondas de radio ($10^{10} \mu\text{m}$), donde también se encuentra el espectro visible de la luz. En la imagen [Figura 3.1](#) se observa el espectro electromagnético para diferentes longitudes de onda.

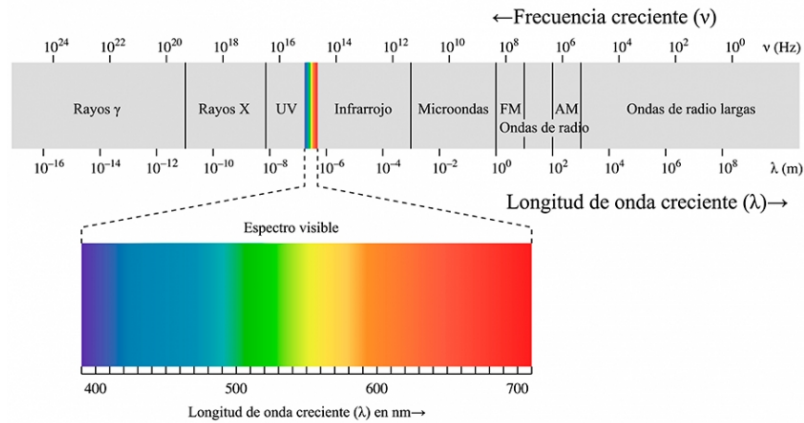


Figura 3.1: Espectro electromagnético. Fuente: Chemwiki UC Davis

3.1.1. Radiación de cuerpo negro

Todo cuerpo emite energía en forma de radiación en todas direcciones en función de su temperatura absoluta. Un cuerpo negro es un cuerpo ideal, lo que significa que absorbe toda la radiación incidente así como también emite la radiación en todas direcciones (emisor difuso). Gracias a la ley de Stefan-Boltzmann se puede definir la energía de radiación de un cuerpo negro en función de su temperatura T como:

$$E_b(T) = \sigma T^4 \quad [W/m^2] \quad (3.2)$$

Donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann, cuyo valor es $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$.

Sin embargo, un cuerpo emite en distintas longitudes de onda, donde el total de energía emitida es $E_b(T)$ a cierta temperatura. En 1901 Max Planck propuso una relación para el poder de emisión espectral ([Çengel, 2007](#)), es decir, en función de la longitud de onda λ ,

como se puede observar en la [Figura 3.2](#).

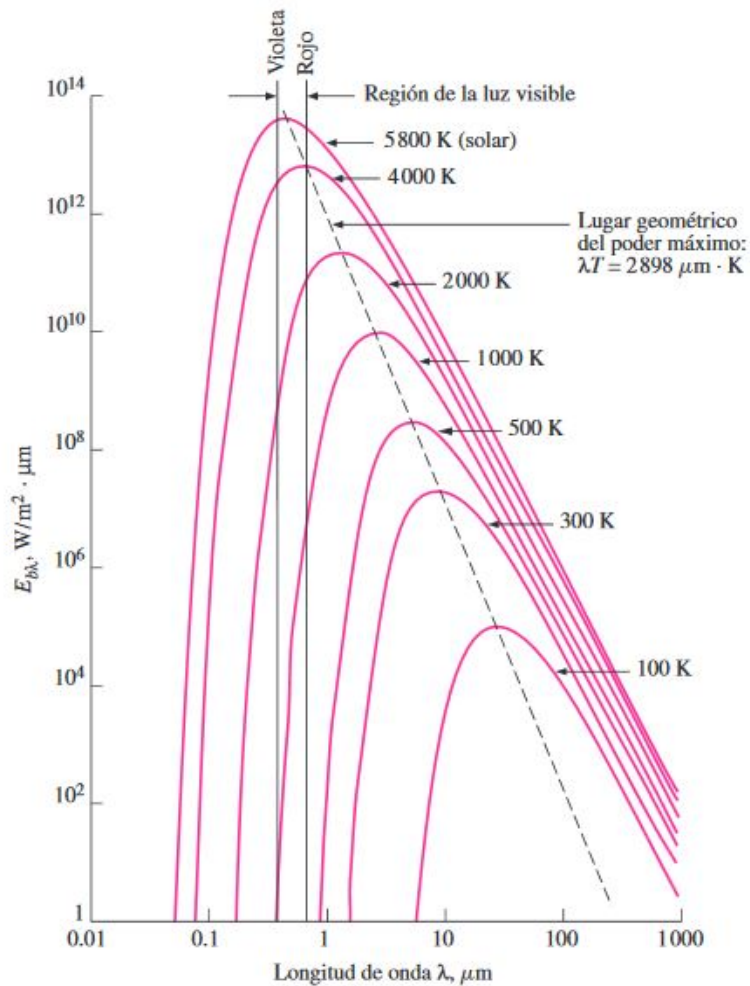


Figura 3.2: Variación del poder de emisión de cuerpo negro con la longitud de onda para varias temperaturas Fuente: Transferencia de Calor, Yunus Cengel.

Como se puede apreciar en la figura, el poder de emisión va variando con la longitud de onda, donde el máximo de poder pasa por la línea entrecortada para cada temperatura dada. La curva de 5.800 K representa el poder de emisión del sol, donde en las cercanías de su máximo se encuentra el rango de luz visible. Para la curva de 300 K representa un cuerpo a relativamente una temperatura ambiente. Se puede observar que el área bajo la curva de la gráfica de emisión espectral $E_{b\lambda}$ v/s su longitud de onda λ resulta en el total de energía emitida por un cuerpo a todas las longitudes de onda existentes, es decir, integrando sobre el total de longitudes de onda.

$$E_b(T) = \int_0^{\infty} E_{b\lambda}(\lambda, T) d\lambda = \sigma T^4 \quad (3.3)$$

3.1.2. Emisividad

La emisividad ϵ representa la razón entre la radiación emitida de un cuerpo a cierta temperatura y la radiación de cuerpo negro a esa misma temperatura, donde para un $\epsilon = 1$ se habla de un cuerpo negro. Al igual que la radiación, la emisividad varía en función de la longitud de onda λ a una temperatura dada.

$$\epsilon_\lambda = \frac{E_\lambda(\lambda, T)}{E_{b\lambda}(\lambda, T)} \quad (3.4)$$

También se puede definir la emisividad promedio como la razón entre la energía total emitida y la energía total emitida de cuerpo negro:

$$\epsilon = \frac{E(T)}{E_b(T)} \quad (3.5)$$

3.1.3. Absortividad, reflectividad y transmisividad

La energía por radiación incidente sobre una superficie se denota irradiación G , se puede descomponer según si una fracción de esta es reflejada, absorbida o transmitida, como se puede observar en la [Figura 3.3](#). La reflectividad ρ representa la fracción de la radiación total incidente que es reflejada por la superficie, la absortividad α representa la fracción de la radiación incidente que es absorbida por la superficie en forma de calor y la transmisividad τ representa la fracción de la radiación que traspasa la superficie y no interactúa con esta. Además, se le llama radiosidad a la suma de la emisividad ϵ y la reflectividad ρ , se denota por J .

$$G = G_{tr} + G_{ab} + G_{ref} \quad (3.6)$$

Donde G es la irradiación total, G_{tr} , G_{ab} , G_{ref} las fracciones transmitida, absorbida y reflejada respectivamente. Si se divide por G , queda la siguiente relación:

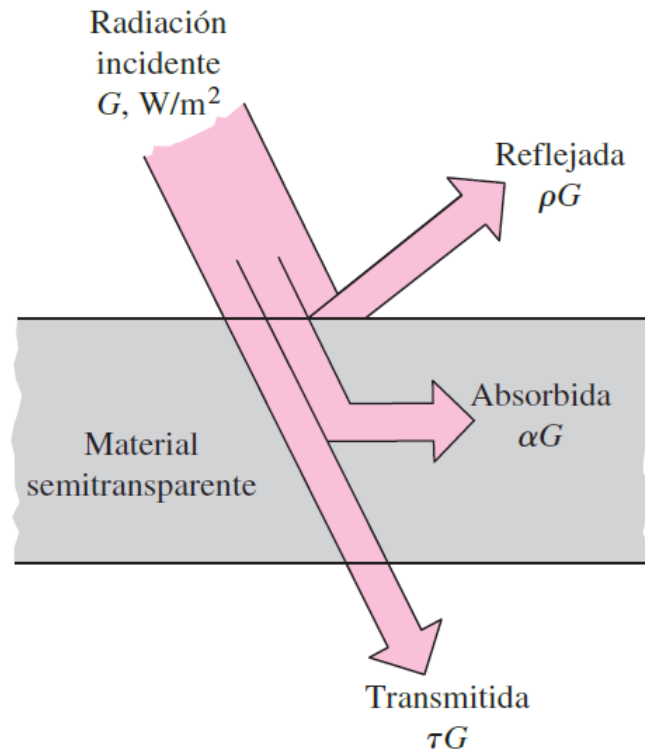


Figura 3.3: Esquema de irradiación y su descomposición en una superficie. Fuente: Transferencia de Calor, Yunus Cengel.

$$\tau + \alpha + \rho = 1 \quad (3.7)$$

Para la banda de longitudes de onda larga, la absorptividad puede ser considerada igual a la emisividad y la transmisividad puede ser considerada nula (Baldocchi, 2012).

$$\epsilon(\lambda_{\text{infrarrojo}}) = \alpha(\lambda_{\text{infrarrojo}}) \quad (3.8)$$

$$\tau(\lambda_{\text{infrarrojo}}) = 0 \quad (3.9)$$

3.2. Transferencia de calor

La transferencia de calor es el fenómeno por el cual distintos cuerpos pueden transmitir su energía a otro con una temperatura menor hasta que ambos alcancen un equilibrio térmico. Este fenómeno se encuentra presente en procesos de la naturaleza como la radiación solar y

en su uso en la tecnología actual. Este fenómeno puede ser definido en tres tipos: conducción, convección y radiación.

3.2.1. Conducción

La conducción es el método por el cuál dos cuerpos en reposo que se encuentran en contacto intercambian energía a través de sus partículas superficiales. Según la ley de Fourier, la conducción se puede representar con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{cond} = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad [W] \quad (3.10)$$

Donde k [$\frac{W}{mK}$] es la conductividad térmica que depende de las características propias de cada material, A m^2 el área por donde se conduce el calor y $\frac{dT}{dx}$ la variación de temperatura a través del espesor del cuerpo.

3.2.2. Convección

La convección es el método de transferencia de calor entre una superficie en contacto con un fluido en movimiento. Esta a su vez se puede separar entre convección natural y forzada.

La convección natural es aquella en la que el fluido se mueve "naturalmente" por los cambios de densidad local debido a su diferencia de temperatura que genera con el contacto con la superficie. La convección forzada, como su nombre lo dice, es un movimiento forzado del fluido sobre la superficie, como por ejemplo un ventilador o bomba.

La transferencia de calor por convección puede ser expresada por:

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \quad [W] \quad (3.11)$$

Donde h [$\frac{W}{m^2K}$] es el coeficiente de transferencia de calor por convección, A_s es el área de la superficie por donde ocurre la convección, T_s la temperatura de la superficie y T_∞ la temperatura del fluido.

El coeficiente de transferencia de calor depende de muchas variables propias del fluido

como lo es la viscosidad, la velocidad, calor específico, etc. Es por eso que existen números adimensionales que ayudan a la obtención de este crucial parámetro.

3.2.2.1. Número de Reynolds

El número de Reynolds Re es un coeficiente adimensional utilizado en la mecánica de fluidos, el cual caracteriza el régimen en que se encuentra el fluido: laminar, de transición o turbulento, es decir, de un perfil del movimiento de las partículas ordenado en "láminas" a un movimiento caótico. Para un flujo dentro de un tubo, si el valor de Re es menor a 2300 se habla de un flujo laminar, para un valor mayor a 4000 se habla de turbulento, para un Re entre estos valores se habla de un flujo en transición (Çengel, 2007). El número de Reynolds puede ser expresado como:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu} \quad (3.12)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, v es la velocidad promedio, L el largo característico y μ la viscosidad.

3.2.2.2. Número de Prandtl

El número de Prandtl es un número adimensional que representa la razón entre la difusión del movimiento y la velocidad de difusión térmica, El número de Prandtl puede ser expresado por:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (3.13)$$

Donde α es la difusividad del calor,

3.2.2.3. Número de Nusselt

El número de Nusselt es un número adimensional que compara la transferencia de calor debido a la convección y la transferencia de calor por conducción. El número de Nusselt puede ser expresado como:

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (3.14)$$

Donde h es el coeficiente de convección, L el largo característico y k el coeficiente de conductividad. El número de Nusselt puede ser además encontrado en función de los números de Reynolds y Prandtl, donde C , m y n son coeficientes que se encuentran de manera experimental para distintas configuraciones que son ampliamente abarcados en la literatura para cada caso.

3.2.3. Radiación

La radiación es un método de transferencia de calor distinto a la conducción y convección ya que este no necesita de cuerpos en contacto para transferir energía. La transferencia de calor se efectúa a través del espacio o el vacío mediante ondas electromagnéticas. Toda materia emite radiación de forma natural, llamada radiación térmica, que emite en longitudes de onda entre 10^{-1} a $10^2 \mu\text{m}$. Esta radiación térmica puede ser expresada como:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alrededor}^4) \quad (3.15)$$

Donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann $6,57 \times 10^8 \text{ W/m}^2\text{K}^4$.

3.2.4. Radiación atmosférica infrarroja

La radiación atmosférica proviene de los gases que componen la atmósfera como vapor de agua, dióxido de carbono, ozono y otras moléculas. El 90 % del total de la radiación infrarroja de la atmósfera proviene de los primeros 800-1600 m sobre la superficie (Sellers, 1965), donde el vapor de agua tiene mayor contribución. Una de las cualidades es que para el rango de longitud de onda entre 8 a $13 \mu\text{m}$ se encuentra una gran transparencia para un cielo despejado, lo que se denomina "ventana atmosférica".

3.2.5. Temperatura de cielo

La temperatura del cielo es un parámetro crucial a la hora de evaluar un colector radiativo, dado que este representa la temperatura equivalente que tendría el cielo como cuerpo negro en función de su emisividad para longitudes de onda infrarrojas. Como no es un parámetro físico real, no puede ser medido directamente.

Diversos modelos se han propuesto en la literatura, destacando la importancia de la humedad relativa del ambiente así como la nubosidad, factores que afectan a la emisividad del cielo y en definitiva a su temperatura equivalente. En la [Tabla 3.1](#) puede verse algunos modelos relevantes.

Autor	Ecuación
Swinbank (1963)	$\epsilon_o = 0,0552 \cdot T_{amb}$
Clark y Allen (1978)	$\epsilon_o = 0,770 + 0,0038 \cdot T_{dp}$
Martin y Berdahl (1984)	$\epsilon_o = 0,711 + 0,56 \left(\frac{T_{dp}}{100}\right) + 0,73 \left(\frac{T_{dp}}{100}\right)^2 + 0,013 \cos\left(2\pi\frac{t_m}{24}\right) + \frac{0,012}{100} (P - 1000)$
Pandey et al. (1995)	$\epsilon_o = 0,21 + 0,22 \cdot \ln P_v$
Chen et al. (1995)	$\epsilon_o = 0,736 + 0,571 \left(\frac{T_{dp}}{100}\right) + 0,3318 \cdot 10^{-5} T_{dp}^2$

Tabla 3.1: Tabla de diversos modelos de emisividad del cielo despejado.

Una vez obtenido el modelo para la emisividad del cielo, la temperatura equivalente del cielo se expresa como :

$$T_{sky} = \epsilon^{0,25} \cdot T_{amb} \quad (3.16)$$

3.3. Enfriamiento radiativo

El potencial de enfriamiento radiativo puede ser expresado según la fórmula:

$$Q_{rad} = C_p \cdot \rho \cdot (T_{out} - T_{in}) \cdot \dot{m} \quad [W] \quad (3.17)$$

Donde C_p es el calor específico del fluido, ρ la densidad, T_{out} y T_{in} la diferencia de temperatura a la entrada y salida del colector y \dot{m} el flujo másico a través de este.

Esta fórmula considera todos los procesos de transferencia de calor presentes al mismo tiempo en el colector, estos son tanto la radiación infrarroja hacia el cielo, la convección

natural y/o forzada entre el colector y el aire del ambiente y la radiación solar incidente, para el caso del día. En la [Figura 3.4](#) se pueden observar todos los procesos involucrados en el proceso de enfriamiento radiativo. Sin embargo, en general se considera que el potencial de enfriamiento nocturno cuenta con dos componentes importantes que son la radiación y en menor participación la convección.

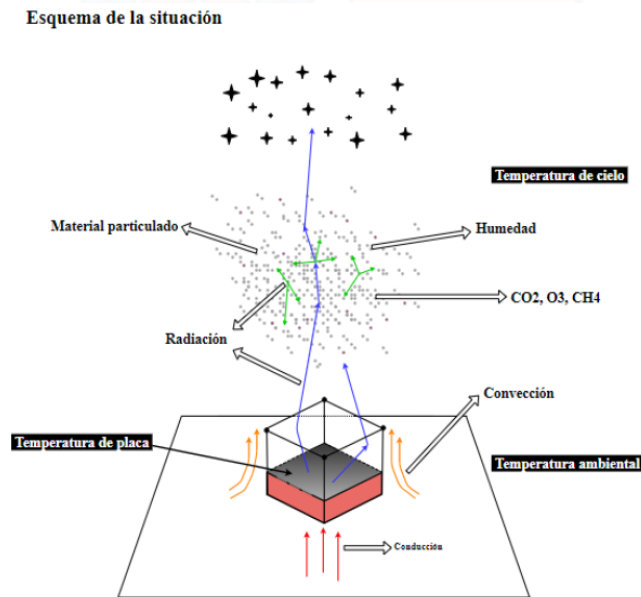


Figura 3.4: Esquema de los medios de transferencia de calor involucrados para una placa.

En este caso, la transferencia de calor producto de la radiación infrarroja desde el colector hacia el cielo se expresa como:

$$q_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_{mp}^4 - T_{sky}^4) \quad (3.18)$$

3.3.0.1. Factor de forma

La transferencia de calor por radiación entre superficies distintas depende de la orientación en que se encuentra la una de la otra ([Çengel, 2007](#)). Para esto se define el parámetro de factor de forma, que es la fracción de radiación desde una superficie que choca directamente con otra y depende únicamente de la geometría de estos. Este valor puede ir de 0 a 1, donde para el valor 1 significa que una superficie está completamente rodeada por la otra, por ende toda su radiación choca directamente con la otra superficie. El cálculo de este requiere

de cálculos complicados y depende de la configuración entre las superficies, por lo que el cálculo de este no es un objetivo de este trabajo. En la figura [Figura 3.5](#) se puede observar cómo interactúa el factor de forma desde una fuente puntual con superficies en distintas orientaciones.

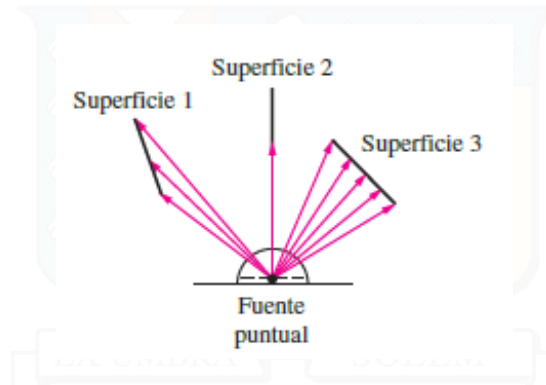


Figura 3.5: Representación del intercambio de calor por radiación para distintos factores de forma. Fuente: Transferencia de Calor y Masa, Çengel (2007).

La inclinación del colector aumenta la radiación infrarroja incidente debido mayormente a la reducción del factor de forma entre el cielo y el colector (parte del colector está mirando el suelo) y también porque la superficie del radiador está más expuesto a regiones más calientes del cielo cercanas al horizonte. Muchos investigadores han propuesto correlaciones para la radiación infrarroja efectiva en función de la inclinación de una superficie. Sin embargo, debido a la baja influencia de la inclinación para ángulos pequeños y la dificultad para obtener correlaciones es que no se ha profundizado en la investigación de este problema (Vall y Castell, 2017).

3.3.1. Materiales selectivos para calentamiento y radiación nocturna

Un gran problema que se enfrentan los investigadores a la hora de pensar en un uso híbrido de colectores para calentamiento y enfriamiento es el material con el que están contruidos, porque básicamente un radiador no puede actuar como colector solar durante el día debido a su baja absortividad espectral en la longitud de onda solar ($0,2 - 3 \mu\text{m}$) y un colector solar no puede actuar como un radiador de noche dado su baja emisividad en el espectro de la ventana atmosférica (Hu et al., 2016).

Es por esto que en la literatura se investiga acerca de materiales selectivos que puedan

tener una gran absorptividad para el espectro solar y una gran emisividad para el espectro de la ventana atmosférica. En la [Figura 3.6](#) se puede observar cómo sería la absorptividad y emisividad de un material ideal.

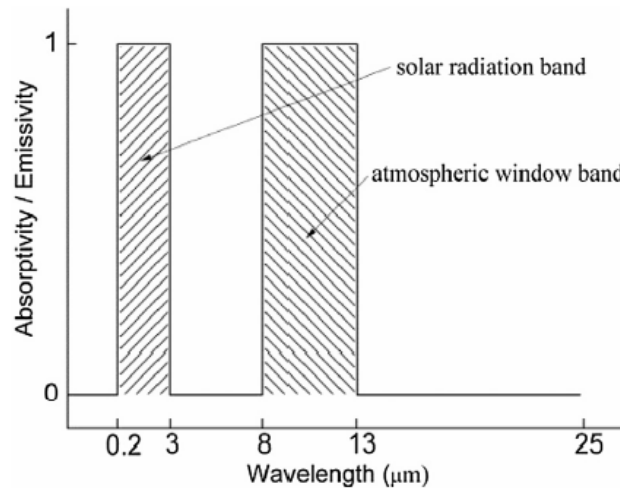


Figura 3.6: Absorptividad y emisividad espectral de una superficie ideal para calentamiento y enfriamiento radiativo.

Distintas combinaciones han sido desarrolladas, como es el caso de [Matsuta et al. \(1987\)](#) desarrollando una placa de cobre con recubrimiento de polivinil-difluoruro o el TPET (basado en titanio y tereftalato de polietileno) desarrollado por [Hu et al. \(2016\)](#).

Para efectos de este estudio, se tomó como supuesto el uso de un material selectivo que tenga como propiedad una absorptividad para el espectro solar de 0,9 y una emisividad para la ventana atmosférica de 0,9.

3.3.2. Coeficiente de rendimiento COP

Para evaluar el desempeño del sistema de enfriamiento, se utiliza el coeficiente COP o coeficiente de rendimiento que es la razón entre la energía generada por el sistema y la utilizada por el equipo en cuestión, en este caso la energía que utiliza la bomba para mover el fluido. En general este coeficiente es utilizado para evaluar sistemas de refrigeración o bombas de calor, [Olesen et al. \(2014\)](#) utilizaron este criterio para evaluar el desempeño de un panel PVT para enfriamiento radiativo.

$$COP = \frac{|Q|}{W} \quad (3.19)$$

3.3.3. Eficiencia térmica

La eficiencia térmica η es la relación entre la energía producida o absorbida por un equipo y la energía total suministrada a este. Para un colector solar plano la eficiencia térmica es un indicador de evaluación relevante [Duffie y Beckman \(2013\)](#). La desventaja de esta eficiencia es que paradójicamente esta se ve reducida en medida que la temperatura del colector aumenta como se puede ver en la [Ecuación 3.20](#).

$$\eta = \frac{Q_u}{A \cdot I_T} = \frac{\dot{m} \cdot C_{pf} \cdot (T_o - T_i)}{A \cdot I_T} \quad (3.20)$$

Donde Q_u es la energía absorbida por el colector, A el área y I_T la radiación total horizontal sobre la superficie, \dot{m} el flujo másico dentro de los tubos del colector, C_{pf} el calor específico del fluido, T_o y T_i la temperatura de salida y entrada del colector respectivamente.

4 | Metodología

El capítulo anterior sentó las bases teóricas de los fenómenos físicos y modelos matemáticos involucrados. Este capítulo desarrolla el sistema propuesto por este trabajo además del software utilizado TRNSYS. Se describen todos los componentes presentes en el sistema propuesto y sus parámetros físicos en base a los expuestos por [Hernández Cid \(2019\)](#), trabajo del cual se basa gran parte del sistema propuesto, además del componente equivalente en el esquema de simulación y los fenómenos físicos o matemáticos que considera cada uno.

También se explicitan las fórmulas referentes al desempeño del colector que utiliza el software TRNSYS desde sus propios componentes y también fórmulas que tuvieron que ser integradas dado que los componentes no consideraban parámetros tan detallados como lo fue el cálculo del factor de remoción del calor del colector estudiado, que se explica en detalle en este capítulo.

Por último se sientan las bases para la evaluación final del sistema propuesto mediante la data meteorológica disponible. Se define que la evaluación del sistema se realiza para un día meteorológico tipo, disponible en la data, elegido como el 4 de Enero del año típico por presentar buenas condiciones climáticas.

4.1. Sistema propuesto

El sistema propuesto considera la utilización de un colector solar plano sin vidrio conectado a dos estanques para enfriamiento y calentamiento funcionando como subsistemas independientes entre si en términos de flujo másico. Además se considera la utilización de una bomba y dos válvulas triples que activan y cierran un subsistema dependiendo si es el periodo de enfriamiento y calentamiento mediante una señal. Este sistema es modelado

dentro del software TRNSYS17 para su evaluación, utilizando los siguientes componentes que se observan en la [Figura 4.1](#).

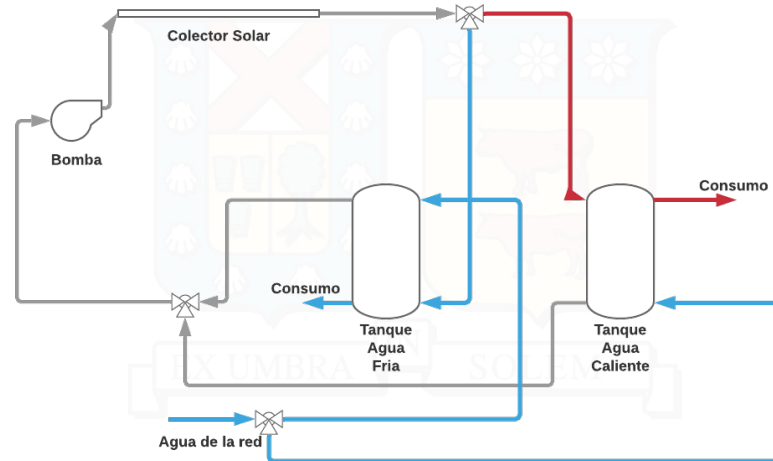


Figura 4.1: Esquema del Sistema del colector para almacenar agua caliente y fría.

4.1.1. TRNSYS

TRNSYS por sus siglas en inglés "TRAnSient SYstem Simulation Program" es un software de simulación de sistemas transientes creado en la Universidad de Wisconsin, USA. Originalmente desarrollado para simulaciones relacionadas a la energía solar, hoy en día es un software de simulación de diversos procesos térmicos. TRNSYS está desarrollado con el lenguaje de programación FORTRAN. TRNSYS cuenta con dos componentes importantes que son el motor (Kernel) el cual lee y procesa inputs, resuelve ecuaciones, determina convergencia y grafica las variables del sistema, como representa el esquema de la figura [4.2a](#). Por otro lado está la librería de componentes o módulos llamados TYPE's los cuales modelan cierto tipo de equipo, fenómeno físico, condición climatológica, etcetera y funcionan como una "caja negra" con inputs, parámetros y outputs como se puede observar en la figura [4.2b](#):

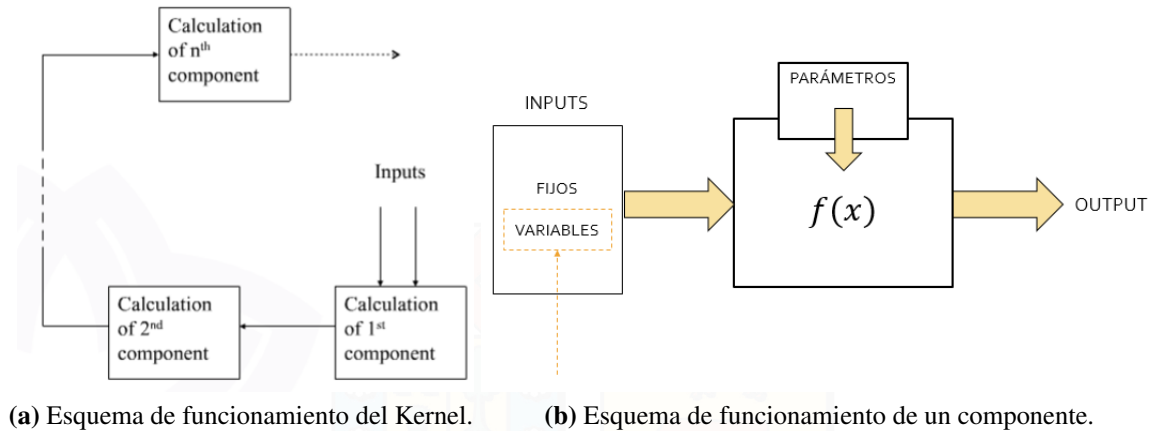


Figura 4.2: Kernel y componentes de TRNSYS.

4.1.2. Bomba

Para la bomba se usa el componente TYPE3b disponible en TRNSYS, que como input considera el flujo másico de entrada y una señal de 0 a 1, donde 1 es el flujo máximo nominal del equipo. Para efectos de este estudio, se decidió considerar el uso de una bomba sumergible Idra, utilizada en el estudio experimental de enfriamiento radiativo por [Hernández Cid \(2019\)](#) en dependencias del Laboratorio de Energías Renovables de la Universidad Técnica Federico Santa María. Sus especificaciones técnicas utilizadas se pueden ver en la [Tabla 4.1](#):

Ficha Técnica	230v - 50 Hz
Potencia absorbida	22 W
Altura máxima	2,2 H-m
Tasa de flujo	1300 L/h
Dimensiones	86x83x72 mm

Tabla 4.1: Tabla de especificaciones técnicas bomba sumergible Idra.

4.1.3. Estanques

Para los estanques se utilizó el componente TYPE4c, que tiene la particularidad de estratificar la temperatura del fluido almacenado en nodos o segmentos volumétricos, el diagrama del modelo puede ser visto en la [Figura 4.3](#). Además cuentan con calentadores auxiliares que fueron desactivados para efectos de este estudio. Los inputs del componente

son sobre el flujo másico y temperatura del fluido que entra desde el sistema de circulación y el que entra desde un suministro de agua, lo que para efectos de este estudio se consideró para ambos tanques el uso de agua de la red domiciliaria, considerada a 15 °C. Para el caso del estanque caliente, el flujo hacia el colector es por la parte inferior, el flujo desde el colector llega a la parte superior, el flujo para consumo sale de la parte superior y el flujo desde la red de agua potable llega hacia la parte inferior. Del mismo modo, para el estanque frío, el flujo hacia el colector es por la parte superior, el flujo desde el colector llega a la parte inferior, el flujo para consumo sale de la parte inferior y el flujo desde la red de agua potable llega hacia la parte superior.

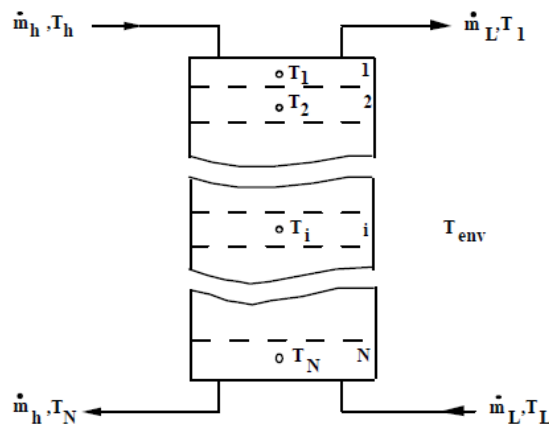


Figura 4.3: Diagrama de modelo de estanque Type 4c.

Las propiedades del estanque fueron consideradas a partir del utilizado por [Hernández Cid \(2019\)](#), sin embargo las dimensiones de los estanques fueron variadas, conservando su forma de cilindro para el estudio como se verá más adelante, considerando su materialidad de polietileno de alta densidad PEAD y una conductividad de 0,44 W/mK y un espesor de 0,002 m, con un recubrimiento de poliestireno expandido de 0,03 m de espesor, con una conductividad térmica de 0,0631 W/mK.

4.1.3.1. Perfiles de consumo

Para simular el consumo de agua caliente se consideró el siguiente perfil utilizado por [Coronado Sanzana \(2019\)](#) que representa un comportamiento de agua caliente sanitaria de una vivienda, donde se consideró consumir durante el día el total en litros del volumen

total del estanque, por lo que al variar el volumen de estanque el perfil también se cambió en función de este. En la [Figura 4.4](#) se puede ver el perfil de consumo utilizado.

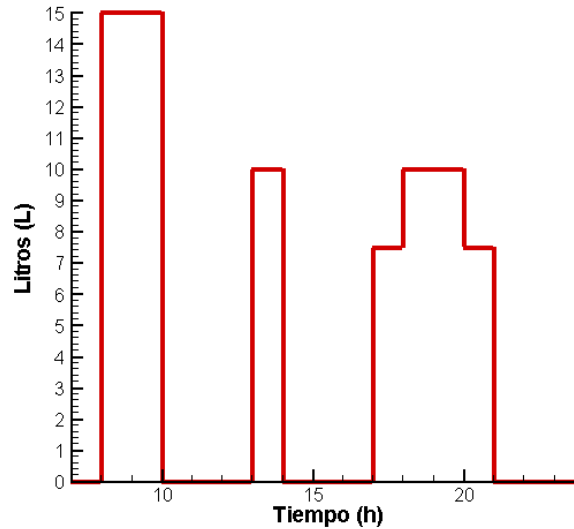


Figura 4.4: Perfil de consumo de agua caliente para un estanque de 100 L.

Para el consumo de agua fría, se trabajó bajo el supuesto de extraer por completo el agua durante el día, renovándose todo el volumen por agua de la red que se encuentra a 15 °C, por lo que el agua al inicio del ciclo de enfriamiento debería estar a una temperatura cercana a los 15 °C, sin pensar en las ganancias térmicas que podría experimentar el estanque desde el ambiente.

4.1.4. Conexiones y señal calentamiento/enfriamiento

Para la conexión de los subsistemas de calentamiento y enfriamiento a la bomba y colector se utilizan el componente TYPE11d-2 y TYPE11d-2 para conectar los flujos desde los estanques al colector y del colector a los estanques respectivamente. La funcionalidad de los componentes es que como input recibe el flujo másico y la temperatura del fluido provenientes del componente anterior y los mezcla para el caso del TYPE11f-2 y separa para el caso del TYPE11d-2. Estos además reciben como input una señal de 0 a 1 donde 0 permite el paso únicamente del fluido n°1 y la señal 1 para el paso únicamente del fluido n°2. Si bien el componente permite mezclar o separar en función del valor de la señal, para

efectos de este estudio la señal es considerada únicamente como 1 para enfriamiento y 0 para calentamiento, por lo que los fluidos para calentamiento y enfriamiento no interactúan entre sí en ningún momento.

La señal para calentamiento/enfriamiento se realiza a través del componente TYPE14i, el cual es una señal de control para las horas de noche dentro de un período de 24 horas donde 0 significa que son horas de día y 1 señala que son horas de noche. Para efectos de este estudio, se consideró el período de 6:00 hrs a 20:00 hrs para calentamiento y de 20:00 hrs a 6:00 del día siguiente para enfriamiento.

4.1.5. Modelo del colector solar de placa plana

Se utilizó un colector solar plano sin vidrio, llamado TYPE559 que considera los efectos de la radiación onda larga para el proceso de radiación nocturna, su construcción puede ser vista en la [Figura 4.5](#). Este modelo considera el factor de eficiencia del colector como un input, por lo que debe ser calculada según la geometría y propiedades térmicas de sus materiales. Estos parámetros fueron considerados basándose en el colector existente en el Laboratorio de Energías Renovables LER de la Universidad Técnica Federico Santa María, sede Viña del Mar utilizado por [Hernández Cid \(2019\)](#), aunque algunas propiedades fueron extraídas desde la composición de un colector estándar dado que no se contaba con una información detallada del equipo. Pueden ser vistas en [Tabla 4.2](#). El colector fue considerado con dimensiones de 2 m x 1 m, aletas de cobre con pintura negra, 8 tubos de cobre de 8 mm de diámetro y 2 tubos cabezales de 3/4". Para este estudio, se asume una emisividad de la placa de 0.9 y una absorptividad de 0.9 sin considerar un material específico, además de una inclinación de 0°, es decir, completamente horizontal, para maximizar la radiación infrarroja, estando rodeado completamente por el cielo ([Vall y Castell, 2017](#)).

La ecuación de la eficiencia del colector solar térmico ([Ecuación 4.1](#)) es obtenida desde la ecuación de Hottel-Wheeler ([Duffie y Beckman, 2013](#)) :

$$\eta = \frac{Q_u}{A \cdot I_T} = \frac{\dot{m} \cdot C_{pf} \cdot (T_o - T_i)}{A \cdot I_T} = F_R \cdot (\tau\alpha)_n - F_R \cdot U_L \left(\frac{T_i - T_a}{I_T} \right) \quad (4.1)$$

Para el caso de un colector sin vidrio, la transmitancia-absortancia normal $(\tau\alpha)_n$ se

Parámetro	Valor
Largo	2 m
Ancho	1 m
N° tubos	8
Diámetro exterior	8 mm
Diámetro interior	7 mm
Espesor aislamiento inferior	70 mm
Conductividad térmica aislante	0,045 W/mK
Espesor placa cobre	1 mm
Conductividad cobre	385 W/mK
Absortividad / Emisividad	0,9

Tabla 4.2: Tabla de parámetros del colector solar de placa plana.

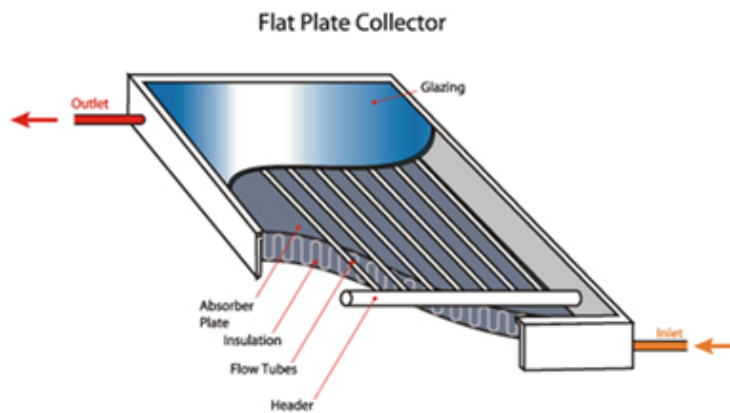


Figura 4.5: Diagrama de componentes para un colector solar plano.

considera simplemente como la absortancia del panel α :

$$\eta = \frac{Q_u}{A \cdot I_T} = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot f \cdot (T_o - T_i)}{A \cdot I_T} = F_R \cdot \alpha - F_R \cdot U_L \left(\frac{T_i - T_a}{I_T} \right) \quad (4.2)$$

Para resolver la eficiencia del colector, se deben calcular tanto el coeficiente de pérdida de calor U_L como el factor de remoción de calor F_R :

El coeficiente de pérdida de calor general del colector comprende las pérdidas de calor tanto de la parte posterior del panel como de sus orillas, el coeficiente de transferencia de calor por convección de la superficie del panel al ambiente y la transferencia de calor mediante radiación de la superficie. El coeficiente de pérdida para la parte posterior y orillas es entregado por el usuario como un input del modelo.

$$U_L = h_{conv} + h_{rad} + U_{back} + U_{edges} \quad (4.3)$$

Donde U_{back} y U_{edges} son los coeficientes para el aislante trasero y las orillas, λ_{ais}/L_{ais} y UA_{edge}/A_{coll} respectivamente. Donde UA_{edge}/A_{coll} es $k_{edge}/L_{edge} \cdot A_{edge}$, λ_{ais} la conductividad y L_{ais} espesor del aislante, k_{edge} la conductividad y L_{edge} espesor de las orillas y A_{edge} el área total de las orillas. Estos valores tienen una influencia menor para el proceso de calentamiento o enfriamiento. Asumiendo que el colector está completamente rodeado por el cielo (Factor de Forma del colector al cielo es 1) dado que el colector se considera de manera horizontal, la transferencia del calor desde el colector hacia el cielo por unidad de área es:

$$q_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_{mp}^4 - T_{sky}^4) = h_{rad} \cdot (T_{pm} - T_{sky}) \quad (4.4)$$

$$h_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_{mp} - T_{sky}) \cdot (T_{mp}^2 + T_{sky}^2) \quad (4.5)$$

El largo equivalente del colector es:

$$L_{eq} = \frac{4LW}{2(L + W)} \quad (4.6)$$

Donde L y W [m] son el largo y ancho respectivamente.

El número de Nusselt promedio para el aire en contacto con el colector es calculado según [Duffie y Beckman \(2013\)](#) como:

$$Nu = 0,86 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.7)$$

$$Re = \frac{\rho_{aire} \cdot v_{aire} \cdot L_{eq}}{\mu_{aire}} \quad (4.8)$$

$$Pr = \frac{\mu_{aire} \cdot C_{p,aire}}{k_{aire}} \quad (4.9)$$

El factor de remoción del calor F_R es un valor adimensional entre 0 y 1 que relaciona

la energía útil actual ganada de un colector con la energía ganada si toda la superficie del colector estuviera a la temperatura de entrada del fluido (Garzón Romero et al., 2015).

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_{pf}}{A \cdot U_L} \left[1 - \exp\left(\frac{-AU_L F'}{\dot{m} C_{pf}}\right) \right] \quad (4.10)$$

Donde \dot{m} es el flujo másico, C_{pf} el calor específico del fluido, A el área del colector, y F' el factor de eficiencia del colector.

Con el factor de remoción conocido, se puede conocer la temperatura promedio del panel T_{pm} :

$$T_{pm} = T_{in} + \frac{Q_u(1 - F_R)}{AF_R U_L} \quad (4.11)$$

Y la temperatura de salida del colector T_{out} :

$$T_{out} = T_{in} + \frac{Q_u}{\dot{m} C_p} \quad (4.12)$$

Para definir la eficiencia, Duffie y Beckman (2013) hacen una simplificación del coeficiente de convección $h_{conv,mix}$ que está en función de los coeficientes de convección forzada y natural $h_{conv,forced}$ y $h_{conv,nat}$ respectivamente como:

$$h_{conv,forced} = 2,8 + 3v \quad \frac{W}{m^2 K} \quad (4.13)$$

Donde v es la velocidad del viento sobre el panel.

$$h_{conv,nat} = 1,78(T_{pm} - T_a)^{\frac{1}{3}} \quad \frac{W}{m^2 K} \quad (4.14)$$

Finalmente, $h_{conv,mix}$ queda definida como:

$$h_{conv,mix} = \sqrt[3]{h_{conv,nat}^3 + h_{conv,forced}^3} \quad (4.15)$$

El factor de eficiencia del colector F' , representa la relación entre la radiación que es absorbida y la energía térmica que es conducida a la base de la superficie de absorción (aleta) que está en contacto los tubos (Garzón Romero et al., 2015). Su expresión es

desarrollada en [Duffie y Beckman \(2013\)](#). Se expresa como:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[\frac{1}{U_L[D+(W-D)F]} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]} \quad (4.16)$$

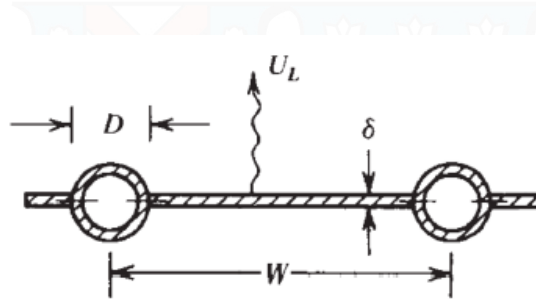


Figura 4.6: Corte transversal al modelo de colector.

Donde W es la distancia entre los tubos, D y D_i son en diámetro externo e interno respectivamente de los tubos, h_{fi} es el coeficiente de transferencia al interior del tubo. El corte transversal para el modelo puede ser visto en la [Figura 4.6](#). El parámetro F es la eficiencia de la aleta del panel, donde su valor se desprende de:

$$F = \frac{\tanh\left(\frac{m(W-D)}{2}\right)}{\frac{m(W-D)}{2}} \quad (4.17)$$

Donde el parámetro m es:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{K\delta}} \quad (4.18)$$

Donde $k \left[\frac{W}{mK}\right]$ es la conductividad térmica de la placa y δ el espesor.

El coeficiente de convección para el flujo interno de los tubos h_{fi} es calculado con ayuda del número de Nusselt según Dittus y Boelter para flujos internos ([Duffie y Beckman, 2013](#)) como:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad (4.19)$$

$$h_{fi} = \frac{Nu \cdot k_{tubo}}{D_i} \quad (4.20)$$

4.1.6. Modelo de temperatura de cielo

Para efector del modelo, el componente de variables climatológicas TYPE 15 entrega la temperatura efectiva del cielo T_{sky} según el modelo propuesto por [Martin y Berdahl \(1984\)](#). Primero se estima la emisividad efectiva del cielo despejado en función de la temperatura de punto de rocío del ambiente T_{dp} :

$$\epsilon_{o,sky} = 0,711 + 0,56 \left(\frac{T_{dp}}{100} \right) + 0,73 \left(\frac{T_{dp}}{100} \right)^2 + 0,013 \cos \left(2\pi \frac{t_m}{24} \right) + \frac{0,012}{100} (P - 1000) \quad (4.21)$$

Donde t_m es la hora del día y para efectos de esta corrección la ecuación considera la presión P° en milibares. la temperatura de punto de rocío considerada es un parámetro dado por el módulo pero es un parámetro en función de la humedad relativa HR del ambiente.

Una vez obtenida la emisividad del cielo despejado, se considera la emisividad del cielo nublado según el factor de nubosidad f_{cloud} donde 0 es un cielo completamente despejado y 1 un cielo completamente cubierto y por último la emisividad de las nubes ϵ_{cloud} que son parámetros dados del módulo TYPE15.

$$\epsilon_{sky} = \epsilon_{o,sky} + (1 - \epsilon_{o,sky}) \cdot f_{cloud} \cdot \epsilon_{cloud} \quad (4.22)$$

Finalmente, la temperatura efectiva del cielo T_{sky} es:

$$T_{sky} = \epsilon_{sky}^{0,25} (T_{amb} + 273,15) - 273,15 \quad [C] \quad (4.23)$$

4.1.7. Evaluación del sistema

El sistema fue evaluado según los archivos meteorológicos disponibles en la librería de TRNSYS17, a través del componente TYPE15 para datos meteorológicos, seleccionando el archivo para la ciudad de Valparaíso (El Belloto), Chile. El esquema final del modelo construido en el software TRNSYS puede ser visto en la [Figura 4.7](#), sus componentes principales y conexiones, además en la [Tabla 4.3](#) se puede ver cada componente utilizado en este modelo.

Parámetros como temperatura ambiente, de cielo, humedad relativa y radiación horizontal pueden ser vistos en la [Figura 4.8](#).

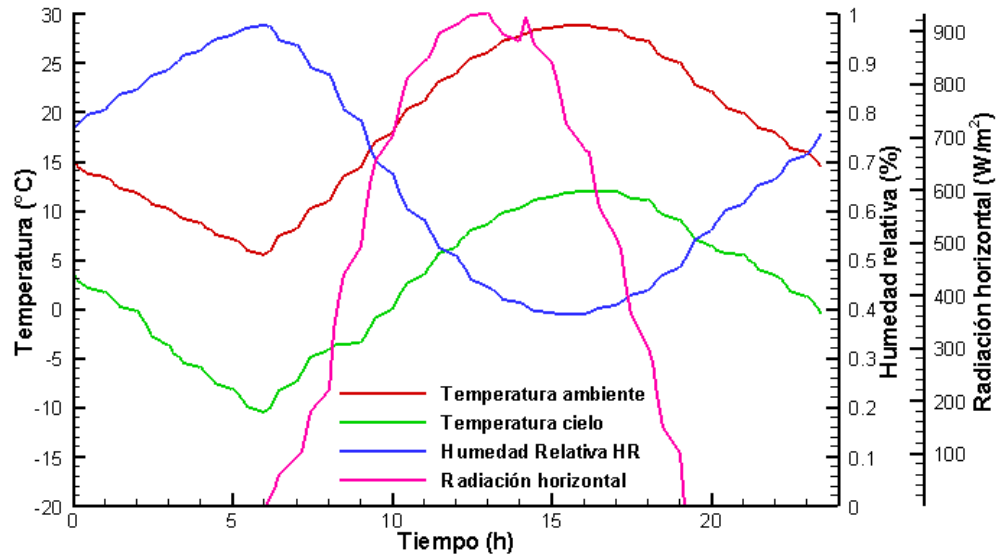


Figura 4.8: Variables climáticas relevantes para día tipo de estudio.

Para analizar el desempeño del modelo, se probaron distintas configuraciones para parámetros relevantes, en este caso, el comportamiento del sistema para distintos flujos másicos y el tamaño de los estanques, evaluando la temperatura promedio al interior de ambos estanques, la eficiencia térmica para el modo de calentamiento y la potencia de enfriamiento radiativo para el modo de enfriamiento.

5 | Resultados y discusión

La metodología prevista descrita se transforma en una simulación para un sistema de calentamiento y enfriamiento para un colector solar plano. Desde la data meteorológica disponible, llamada "Typical Meteorological Year" TMY, se utiliza la correspondiente a Valparaíso (El Belloto), Chile. El ciclo de enfriamiento elegido comprende desde las 20:00 hrs de la noche hasta las 6:00 hrs del día siguiente, donde inmediatamente empieza el ciclo de calentamiento hasta las 20:00 hrs. Para la evaluación de los distintos parámetros, se decide evaluar para un día tipo, eligiendo el día 4 de Enero del año típico meteorológico, debido a sus buenas condiciones climáticas observadas para la primera semana de Enero del año. Existe perfiles de demanda para el estanque de agua caliente que extrae agua a ciertos horarios la que es repuesta inmediatamente desde la red de agua potable, considerada a 15 °C. Para el estanque frio no se consideró un perfil de demanda especial, sino simplemente el consumir el total del volumen de agua durante el día, donde este volumen es reemplazado desde la red de agua potable.

El sistema permite evaluar el desempeño general variando distintos parámetros como volumen de estanque, flujo másico, área del colector, data meteorológica, etc. Por lo que este capítulo muestra la evolución temporal del potencial de enfriamiento, eficiencia térmica, temperatura de entrada y salida del colector y temperatura promedio para ambos estanques, además de analizar la relación entre el potencial de enfriamiento y la eficiencia térmica con respecto al flujo másico, donde se propone una ecuación para predecir el potencial de enfriamiento promedio en función del flujo másico.

5.1. Estanques

Siguiendo el trabajo realizado por [Hernández Cid \(2019\)](#), quién evaluó el potencial de enfriamiento de un colector solar para una vivienda utilizando un estanque de 50 L de almacenamiento de agua es que se decide utilizar este mismo volumen para las simulaciones en un principio. Sin embargo, pobres resultados fueron obtenidos tanto para enfriamiento como para calentamiento considerando este estanque pequeño en comparación a las dimensiones del colector usado (2 m^2), por lo que se decidió evaluar el comportamiento del potencial de enfriamiento radiativo y la eficiencia térmica en función de distintos volúmenes de estanque, para un mismo flujo másico de $0,005 \text{ kg/s/m}^2$, elegido arbitrariamente.

El volumen de ambos estanques fue variado independientemente del otro en un principio, pero como es de suponer el volumen de estanque frío afecta despreciablemente el desempeño del estanque de calentamiento, dado que son circuitos que no interactúan entre si salvo por el colector.

5.1.1. Desempeño de estanques para distintos volúmenes

la temperatura promedio del estanque caliente disminuye a medida que aumenta el volumen del estanque como se puede observar de la figura [5.1a](#), debido a que aumenta la masa total de agua a calentar. Para el estanque de 50 L se alcanzan temperaturas por sobre los $80 \text{ }^\circ\text{C}$, manteniendo una temperatura del agua por la noche de $37 \text{ }^\circ\text{C}$. Al otro extremo para el estanque de 200 L se alcanza una temperatura de $66 \text{ }^\circ\text{C}$ manteniendo una temperatura durante la noche cercana a los $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Por lo que si bien el estanque pequeño alcanza una temperatura mayor, el estanque de 200 L alcanza una temperatura lo suficientemente alta para mantener agua caliente para su uso a $40 \text{ }^\circ\text{C}$ para el siguiente día.

Evaluando el desempeño de la eficiencia térmica del colector en función del tamaño de los estanques, se puede observar de la figura [5.1b](#) que el mejor desempeño lo presenta el estanque de 200 L, aunque se puede ver que existe un menor crecimiento relativo de la eficiencia a medida que se aumenta el volumen del estanque, donde la variación para un estanque de 50 L a uno de 100 L es mucho más notoria que desde un estanque de 150 L a 200 L.

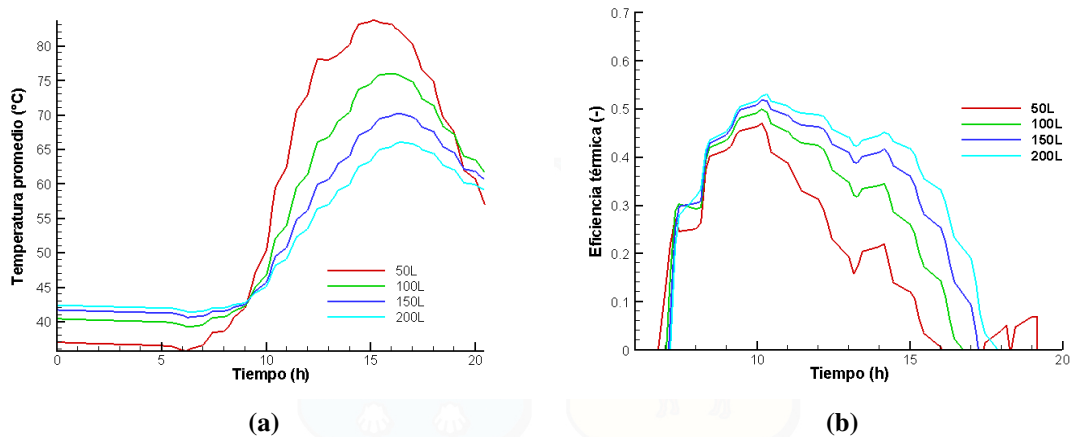


Figura 5.1: Evolución temporal para diferentes volúmenes de estanque caliente de a) la temperatura promedio del estanque y b) eficiencia térmica.

El estanque frío alcanza la temperatura más baja para el estanque de 50 L, como se observa en la figura 5.2a, debido a que es menor la masa de agua a enfriar, alcanzando los 9,5 °C. En cambio para el estanque de 200 L la disminución de temperatura es menor, alcanzando los 14,1 °C, sin embargo la temperatura de inicio del estanque no es de 15 °C como se esperaba que fuera. Esto se debe en parte a las ganancias térmicas del estanque desde el ambiente, y por otra parte, la temperatura por defecto del estanque al iniciar la simulación es siempre de 20 °C, por lo que para una simulación de solo un día (24 horas) la temperatura interna del estanque no alcanza a estabilizarse del todo con la de la red de agua potable, dado a que esta ingresa durante las primeras horas de la mañana, poco antes del inicio de la simulación. De todos modos, lo importante es destacar el potencial de enfriamiento y el delta de temperatura que alcanza cada volumen de estanque como se puede apreciar en la Tabla 5.1.

-	50 L	100 L	150 L	200 L
Diferencia temperatura	-8,06	-8,06	-5,72	-4,38

Tabla 5.1: Tabla de disminución de la temperatura promedio del estanque frío para distintos volúmenes.

El potencial de enfriamiento crece con el aumento de volumen del estanque pero este crecimiento es menos notorio para los volúmenes de 150 L y 200 L como se observa en la figura 5.2b, a diferencia del gran crecimiento observado de 50 L a 100 L. El potencial

de enfriamiento alcanza un máximo de 44 W/m^2 con un promedio de $24,7 \text{ W/m}^2$ para el estanque de 50L, por otro lado para el estanque de 200 L alcanza un máximo de 89 W/m^2 con un promedio de 44 W/m^2 .

Dado estos resultados, se decide seguir evaluando otros parámetros con estanques de 200 L.

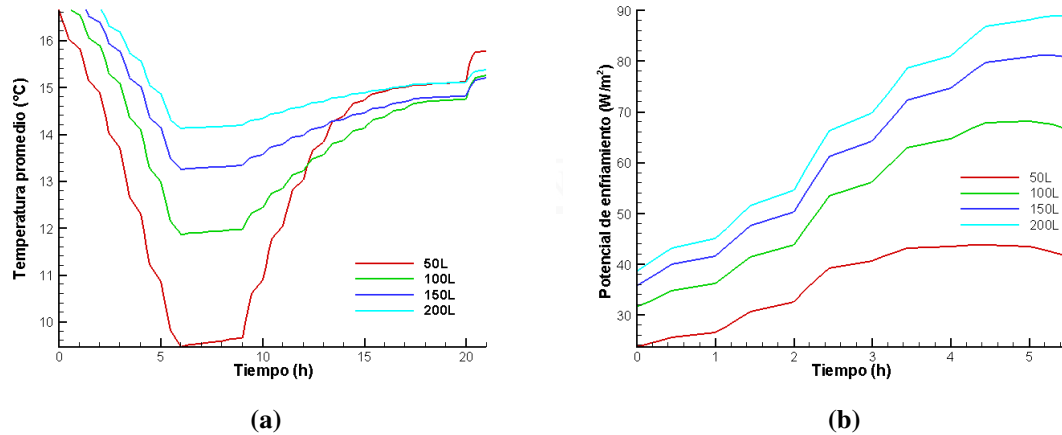


Figura 5.2: Evolución temporal para diferentes volúmenes de estanque frío de a) la temperatura promedio del estanque y b) potencial de enfriamiento.

5.2. Flujos máxicos

Dada la evaluación anterior, ambos estanque fueron considerados de 200L. Se evalúa el desempeño del sistema en función de diferentes flujos máxicos, estos fueron elegidos imitando la campaña experimental realizada por [Olesen et al. \(2014\)](#) quienes probaron para flujos de 6, 15, 18, 36 y 102 L/h por metro cuadrado m^2 , donde se agregaron flujos de 9 y 12 L/h para ver el comportamiento aumentando linealmente en 3 L/h el flujo como se puede ver en la [Tabla 5.2](#). Para efectos de este trabajo todos los flujos nombrados serán implícitamente considerados por m^2 de superficie del colector:

El mayor flujo de 102 L/h que dista mucho de los anteriores es basado en la elección de [Olesen et al. \(2014\)](#) dado que la ficha técnica de su equipo señala $1,7 \text{ L/min/m}^2$ como el máximo de operación, por lo que de igual manera en este estudio se considera como el máximo flujo a utilizar por m^2 del colector.

L/h / m ²	L/min / m ²	kg/s/m ²
6	0,10	0,0017
9	0,15	0,0025
12	0,20	0,0033
15	0,25	0,0042
18	0,30	0,0050
36	0,60	0,0100
102	1,7	0,2830

Tabla 5.2: Tabla de diversos flujos másicos de prueba.

La temperatura de salida para el modo enfriamiento aumenta con el flujo másico, es decir, existe una menor disminución de temperatura como se observa en la figura 5.3a. Para el flujo de 6 L/h se alcanza la temperatura más baja de 8,4 °C, en cambio para el flujo de 102 L/h la disminución de temperatura es más recatada llegando a los 13,7 °C.

La temperatura de salida del colector para el modo calentamiento disminuye al aumentar el flujo másico como se puede observar en la figura 5.3b, donde para el flujo de 6 L/h alcanza una temperatura de 84 °C, mientras que para el flujo de 102 L/h alcanza los 61 °C, lo que sigue siendo una temperatura suficientemente alta para un sistema de calentamiento de agua sanitaria.

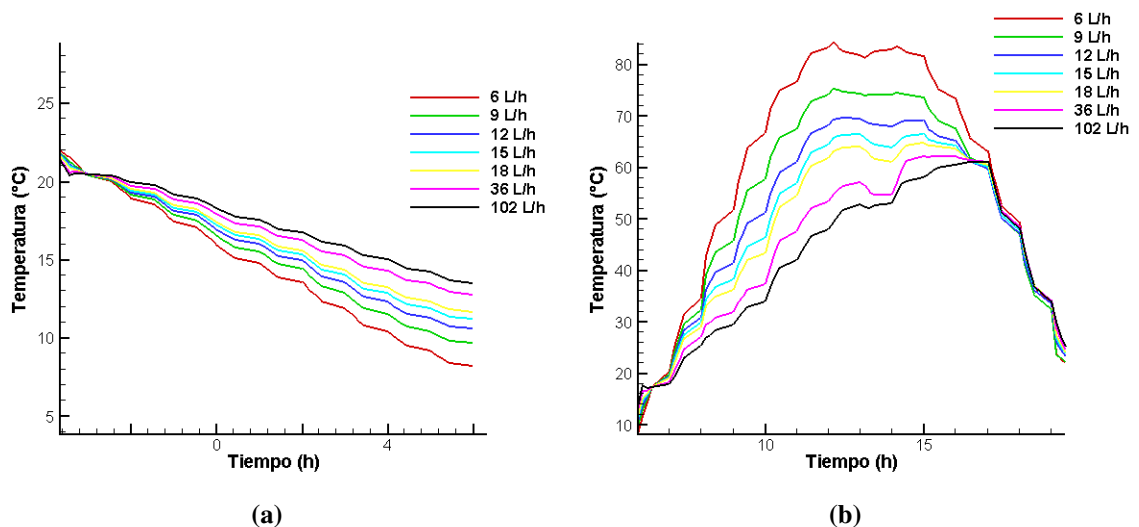


Figura 5.3: Evolución temporal para diferentes flujos másicos de la temperatura de salida del colector para a) modo enfriamiento y b) modo calentamiento.

La temperatura promedio del estanque frío puede ser vista en la figura 5.4a presenta

una mejor disminución para un mayor flujo másico, sin embargo no existe una diferencia significativa de la temperatura promedio para los flujos másicos de 36 L/h y 102 L/h, mismo comportamiento observado para el estanque caliente. Para un flujo de 6 L/h la temperatura promedio alcanza los 15,2 °C, . Para un flujo de 102 L/h la temperatura promedio alcanza los 14 °C.

De igual modo, la temperatura promedio del estanque caliente aumenta en función del flujo másico, dado que aunque a menor flujo es mayor la temperatura que alcanza, la masa calentada es mucho menor y su eficiencia térmica menor. Para un flujo de 6 L/h alcanza una temperatura máxima de 49 °C, en cambio para un flujo de 102 L/h alcanza un máximo de 61 °C. Sin embargo, se puede observar de la figura 5.4b que la temperatura de estanque para un flujo másico de 36 L/h es muy similar a la temperatura para un flujo de 102 L/h, a pesar que este sea casi 3 veces el flujo anterior, lo que habla de que debe existir un flujo másico máximo de operación para el modo calentamiento donde para un mayor flujo no exista una diferencia significativa de temperatura.

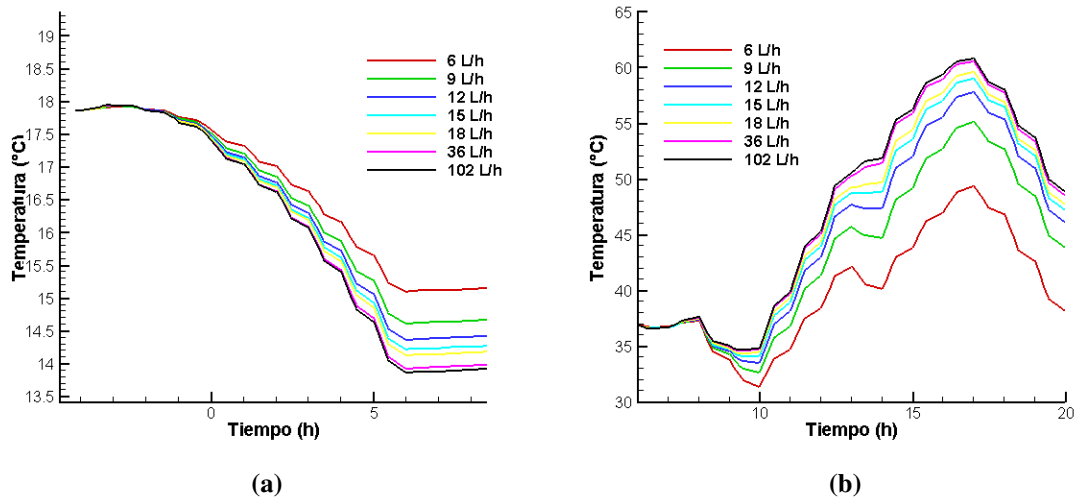


Figura 5.4: Evolución temporal de la temperatura de estanque para diferentes flujos másicos para a) estanque frío y b) estanque caliente.

El potencial de enfriamiento aumenta en función del flujo másico como se muestra en la figura 5.5a, pero nuevamente se ve que para los flujos más altos no hay diferencias significativas. El potencial de enfriamiento promedio varía de 33,41 W/m² a 48,96 W/m² para

los flujos mínimo y máximo respectivamente. Es importante señalar que en promedio, un 84 % del potencial de enfriamiento corresponde a enfriamiento por radiación, el porcentaje restante corresponde a pérdidas por convección.

La eficiencia térmica del colector para el modo calentamiento aumenta con el flujo másico como puede ser visto en la figura 5.5b, sin embargo para los flujos más altos la diferencia es despreciable. La eficiencia promedio varía del 49,31 % al 60,07 % para el flujo mínimo y máximo respectivamente, sin embargo se puede apreciar desde la gráfica que si bien para los flujos pequeños la eficiencia térmica es menor, al final del período este se mantiene más estable a diferencia del comportamiento de la eficiencia térmica para flujos mayores que decaen fuertemente, lo que en definitiva se traduce en una eficiencia térmica diaria sin variaciones notorias, estos valores pueden ser vistos en la [Tabla 5.3](#).

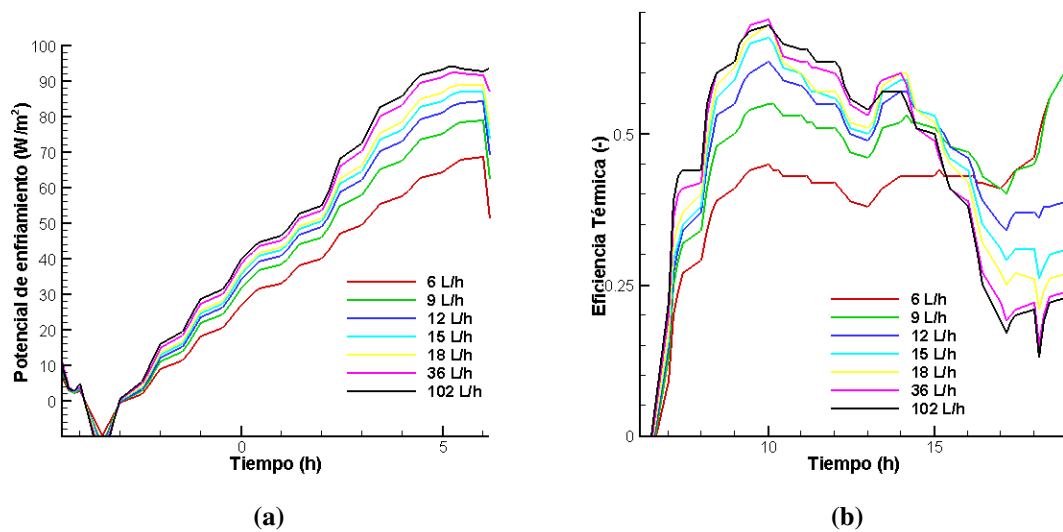


Figura 5.5: Evolución temporal para diferentes flujos másicos para a) el potencial de enfriamiento y b) la eficiencia térmica.

-	6 L/h	9 L/h	12 L/h	15 L/h	18 L/h	36 L/h	102 L/h
Eficiencia diaria	49,31 %	57,76 %	59,89 %	60,34 %	60,37 %	60,21 %	60,07 %
Eficiencia max	56,20 %	55,93 %	61,59 %	66,03 %	67,56 %	68,69 %	68,14 %

Tabla 5.3: Tabla resumen de resultados de eficiencia térmica para distintos flujos

La diferencia de temperaturas entre la salida y entrada del colector puede ser vista en la [Figura 5.6](#) para ver de mejor manera el desempeño del colector para calentamiento y

enfriamiento. Para el modo enfriamiento se observa de la figura 5.6a que para el flujo menor, la diferencia de temperatura alcanza los $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, dado que al ser un flujo más lento, permite una mayor exposición del fluido al fenómeno de radiación. Por otro lado, para el flujo mayor la diferencia de temperatura es casi imperceptible, sin embargo para el flujo anterior de 36 L/h ya alcanza una diferencia notoria de cerca de $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Para el modo calentamiento se puede observar en la figura 5.6b que la diferencia de temperatura llega al orden de los $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ para el flujo menor, una alta temperatura debido a la lentitud del flujo lo que permite exponer por mayor tiempo la masa de agua a la radiación pero mermando la eficiencia térmica, y para el flujo mayor la diferencia de temperatura solo llega a aproximadamente $5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Aunque se puede observar que para el penúltimo flujo, de 36 L/h , la diferencia de temperatura sobrepasa los $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

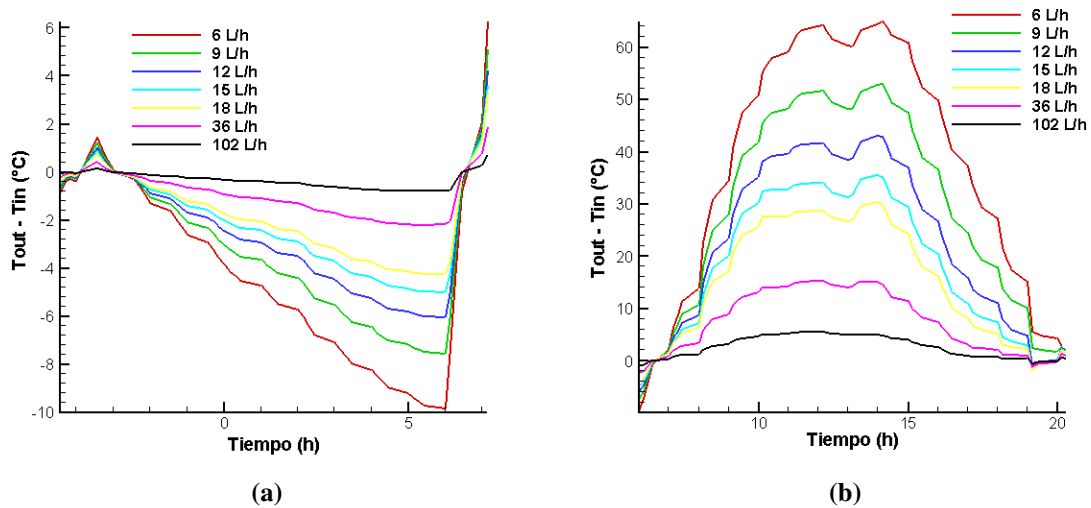


Figura 5.6: Evolución temporal para la diferencia de temperatura de salida y entrada del colector para a) el modo enfriamiento y b) el modo calentamiento.

Para elegir el flujo másico a utilizar para una evaluación del desempeño anual, se decide hacerlo a través del valor del coeficiente COP para el modo de enfriamiento como único criterio, dado que el desempeño de la eficiencia térmica para el modo calentamiento no presentó diferencias significativas para la mayoría de los flujos másicos. El mejor desempeño del COP se encuentra para un flujo de 36 L/h con un valor de $15,62$ como puede ser visto en la Tabla 5.4. Sin embargo, hay que destacar que no existen diferencias significativas del

rendimiento del COP en general, siendo diferencias de cifras decimales que no superan la unidad entre los flujos consecutivos. Además, un incluso mejor rendimiento del COP podría ser esperado utilizando una bomba de menor potencia a la considerada en este trabajo debido a su futura utilización para una evaluación experimental de este sistema propuesto.

-	6 L/h	9 L/h	12 L/h	15 L/h	18 L/h	36 L/h	102 L/h
Potencia máxima W/m ²	68,82	79,09	84,29	87,18	88,96	92,43	94,20
Potencia promedio W/m ²	33,41	39,09	42,03	43,79	44,95	47,43	48,96
Potencia bomba W	11,10	11,15	11,20	11,25	11,30	11,61	12,73
COP	11,56	13,45	14,39	14,91	15,23	15,62	14,69

Tabla 5.4: Tabla resumen de resultados de potencial de enfriamiento para distintos flujos.

La temperatura promedio del estanque al inicio y final del ciclo de enfriamiento se puede observar en la [Tabla 5.5](#), además de la diferencia con la temperatura inicial. Como era de esperar, esta diferencia de temperatura es pequeña, pero considerando que es para un estanque de 200L. Cabe destacar que el la temperatura de inicio de los estanques es de 17,87 °C, temperatura que está por sobre la del flujo de agua desde la red, esto es debido a las ganancias térmicas que tiene el estanque durante el día, a pesar de la renovación completa del volumen de agua realizada durante el día por agua que está a 15 °C, por lo que se puede considerar que esta ganancia es de 2,87 °C.

-	6 L/h	9 L/h	12 L/h	15 L/h	18 L/h	36 L/h	102 L/h
T promedio inicial °C	17,87	17,87	17,87	17,87	17,87	17,87	17,87
T promedio final °C	15,10	14,62	14,37	14,22	14,13	13,93	13,87
ΔT estanque	-2,76	-3,25	-3,50	-3,64	-3,74	-3,94	-4,00

Tabla 5.5: Tabla resumen de resultados de temperatuta promedio de estanque frío.

De todas maneras, la disminución de temperatura para el flujo más bajo alcanza los 2,76 °C y para el flujo más grande 3,74 °C. Además, hay que considerar que al inicio del modo de enfriamiento el flujo que pasa por el colector tiene una pequeña ganancia térmica, como se puede obserbar en la [5.6a](#), debido a que la temperatura ambiente aún se encuentra por sobre la del flujo a enfriar, por lo que los efectos convectivos calientan por un momento el agua, lo que merma el enfriamiento.

La energía generada por día para ambos modos se puede observar en la [Tabla 5.6](#) para los distintos flujos. Para el modo de calentamiento se observa que la energía producida

presenta leves variaciones aumentando el flujo. Por otro lado para el modo enfriamiento si se observa un aumento continuo a medida que aumenta el flujo, sin embargo se desprende comparando la energía de calentamiento con la de enfriamiento que esta última es de un valor más reducido no superando los 0,5 kWh por noche. Esto complementa la idea del enfriamiento radiativo como un método pasivo de enfriamiento.

-	6 L/h	9 L/h	12 L/h	15 L/h	18 L/h	36 L/h	102 L/h
Calentamiento kWh/m ²	3,74	4,36	4,52	4,55	4,55	4,54	4,53
Enfriamiento kWh/m ²	0,32	0,38	0,40	0,42	0,43	0,45	0,47

Tabla 5.6: Tabla resumen de energía generada en kWh por m² para distintos flujos

5.2.1. Variación del área del colector

Para evaluar cómo afecta al enfriamiento radiativo el área del colector, se hace variar el área del colector de 1 a 3 m², para un flujo másico de 36 L/h. Es importante señalar que el flujo másico es considerado en función de los metros cuadrados del colector por lo que este también varió con el área.

Los resultados pueden ser vistos en la [Figura 5.7](#). Se observa que a menor área del colector mayor es el desempeño en enfriamiento sobrepasando la barrera de los 100 W/m² para la menor área de 1 m² y llegando a cerca de los 75 W/m² para el área de 3 m².

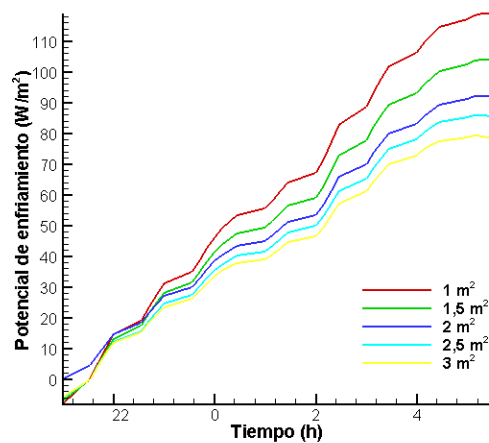


Figura 5.7: Potencial de enfriamiento para distintas áreas de colector para un flujo de 36 L/h /m²

Este resultado señala que el potencial de enfriamiento del colector decrece en función de su área total para un flujo másico, sin embargo hay que recalcar que este flujo varió también en función del área total, es decir, aunque ambos parámetros fueron disminuidos en igual proporción el potencial de enfriamiento igualmente se intensificó.

5.2.2. Variación de parámetros en función de flujo másico

Dados los resultados obtenidos para las distintas evaluaciones de flujo másico tanto para enfriamiento como calentamiento, en general se obtuvo que para el flujo másico mayor la diferencia del parámetro evaluado (temperatura, potencial de enfriamiento y eficiencia térmica) tenía una diferencia despreciable con el flujo inmediatamente menor (36 L/h), por lo que se analiza gráficamente cómo se comportan estos parámetros en función del flujo másico para analizar si existe un patrón notorio. Para el enfriamiento se sacaron datos a las 3:00 AM Y 5:00 AM, dado que a esos horarios el enfriamiento está en pleno funcionamiento. Para el calentamiento se sacaron datos a las 12:00 PM y 15:00 PM, dado que a esos horarios se observó los mayores valores para la eficiencia térmica.

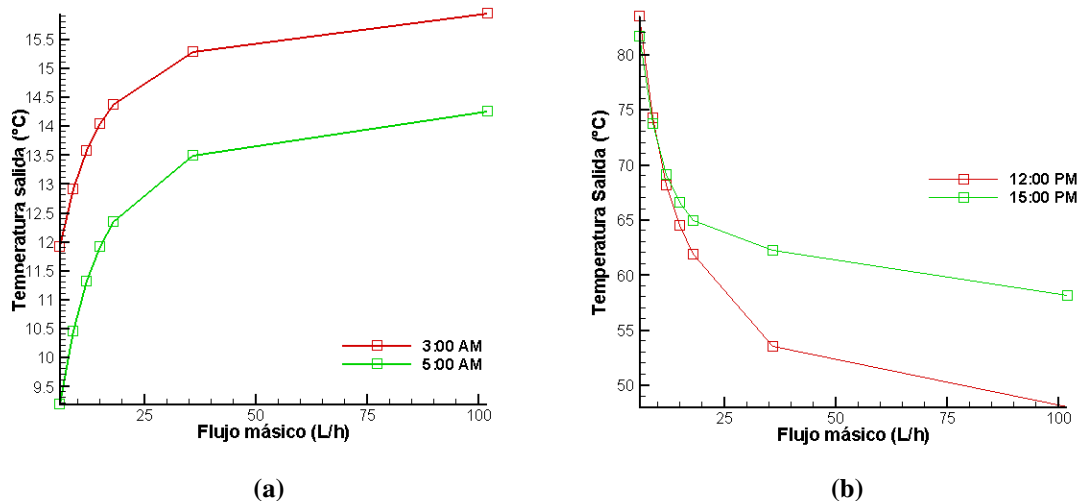


Figura 5.8: Comportamiento de la temperatura de salida del colector en función de flujos másicos evaluados en distintos horarios para a) modo enfriamiento y b) modo calentamiento

Como se había señalado en las observaciones anteriores, se ve un decrecimiento de la temperatura de salida en función del flujo másico para enfriamiento, como se puede

observar en la figura 5.8a, donde se puede ver que para flujos razonablemente grandes, la temperatura de salida tiene a los 15 ° C aproximadamente en la evaluación a las 3:00 AM y una tendencia hacia los 14 ° C para las 5:00 AM.

De igual manera, en la figura 5.8b se puede observar que la temperatura de salida del colector decrece fuertemente para flujos máxicos pequeños pero luego este decrecimiento se torna más bien suave. Por lo que se concluye que para flujos mayores a 36 L/h el cambio de temperatura de salida es debil, por lo que si esta temperatura es un parámetro a controlar, es recomendable trabajar a flujos máxicos menores a 36 L/h.

Viendo la relevancia de los gráficos anteriores, es que también se evalúa cómo se comportan los parámetros de potencial de enfriamiento y eficiencia térmica en función del flujo máxico, pero estos valores fueron los promedios diarios obtenidos durante las simulaciones.

El potencial de enfriamiento aumenta en función del flujo máxico, pero cada vez en menor medida. De la 5.9a se puede desprender que el potencial de enfriamiento promedio tiende a estancarse a 50 W/m² aproximadamente para un flujo máxico suficientemente alto, por lo que se considera como un límite de potencial para el sistema propuesto según los parámetros utilizados. Para trabajos futuros se debe poner especial énfasis en esta relación de potencial de enfriamiento y flujo máxico para poder identificar las variables que limitan el potencial.

Dado el gráfico, se plantea el siguiente ajuste con un valor de R² de 0,804:

$$P = 5,0092 \ln(f) + 28,296 \quad (5.1)$$

Donde P es el potencial de enfriamiento por metro cuadrado W/m² y f el flujo máxico L/h /m².

En la 5.9b se puede observar el comportamiento de la eficiencia térmica del colector en función del flujo máxico. Llama la atención el crecimiento pronunciado de la eficiencia térmica para flujos pequeños y el posterior estancamiento cercano al 0,6 para la gran mayoría de los flujos evaluados, en particular, desde los 12 L/h este se comporta de manera estable. Para este gráfico el ajuste se realizó sin los últimos dos datos. Dado el gráfico, se plantea el siguiente ajuste con un valor de R² de 0,8213

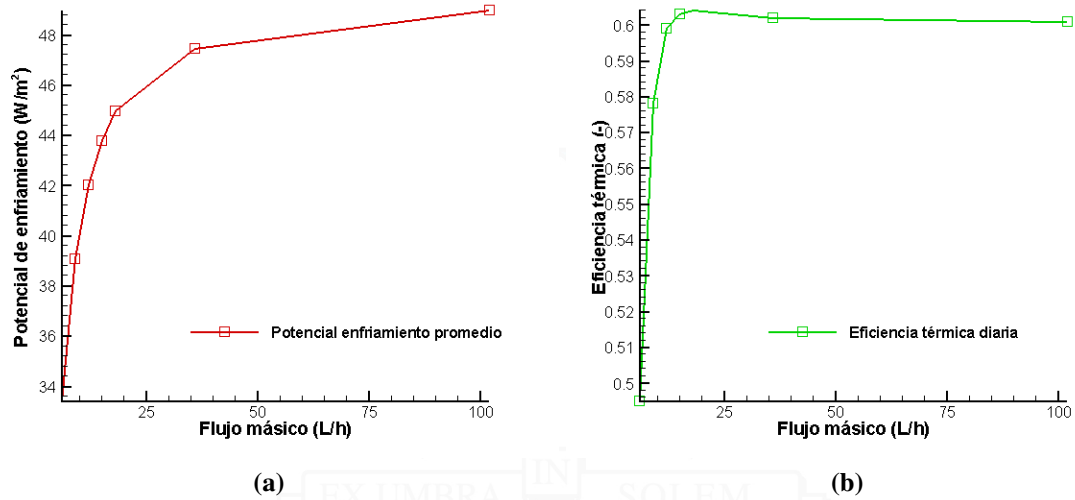


Figura 5.9: Comportamiento de la temperatura de salida del colector en función de flujos máscos evaluados a) potencial de enfriamiento promedio y b) eficiencia térmica diaria.

$$\eta = 0,0968 \ln(f) + 0,342 \quad (5.2)$$

Donde η es el potencial de enfriamiento por metro cuadrado W/m^2 y f el flujo máscico $L/h/m^2$.

5.2.3. Elección del flujo máscico y evaluación anual

Finalmente el flujo de 36 L/h es elegido para poder hacer una evaluación anual del desempeño del sistema. En la [Figura 5.10](#) se puede observar el comportamiento del colector para el día 4 de Enero del año típico de manera continua mostrando las temperaturas de entrada y salida del colector, la temperatura media del colector y las temperaturas ambiente y de cielo.

Además, de manera de denotar tanto el potencial de enfriamiento y calentamiento del sistema, se puede observar en la [5.11a](#) las temperaturas de entrada y salida del colector para el modo de enfriamiento, donde se ve la disminución sostenida de la temperatura. Sin embargo, al inicio del ciclo se observa cómo la temperatura aumenta levemente. Esto es debido a que al inicio del ciclo de enfriamiento, la temperatura ambiente aún se encuentra por sobre la temperatura del fluido, por lo que el flujo a través del colector está ganando

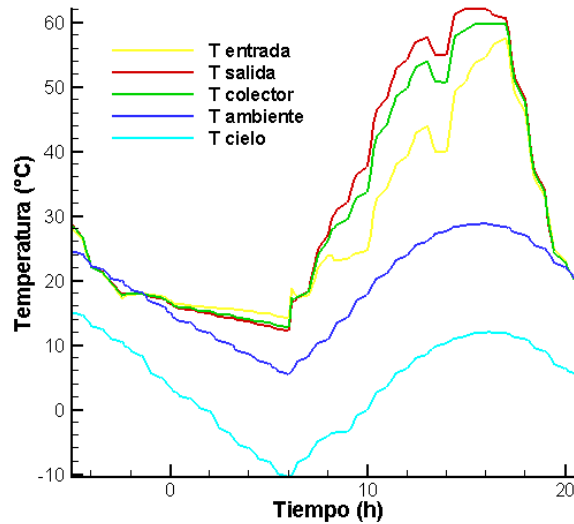


Figura 5.10: Temperaturas para funcionamiento del colector para un flujo de 36 L/h.

temperatura a través de la convección con el aire del ambiente hasta que la temperatura ambiente disminuye del valor de la temperatura del fluido permitiéndole a este enfriarse por radiación.

De igual manera en la figura 5.11b se observa cómo aumenta la temperatura de salida con respecto a la de entrada como es de esperar. Además se observa que al rededor de las 16:00 hrs, la temperatura empieza a decaer rápidamente haciendo casi imperceptible la ganancia de temperatura del fluido. Esto coincide también con la abrupta disminución de la radiación solar.

Finalmente, para evaluar el desempeño energético del sistema, se realiza una simulación para todo el año meteorológico típico, donde su resultado general puede ser visto en la figura [Tabla 5.7](#). El sistema fue capaz de generar 1.345 kWh de energía por calentamiento y 244 kWh por enfriamiento. Este último es mucho más reducido pero de todas maneras esperado dado que el enfriamiento por radiación nocturna es un método pasivo de enfriamiento, donde si bien no alcanza por si solo a suplir una demanda completa de energía por enfriamiento, este aporta 244 kWh de energía limpia a un sistema de climatización.

Para validar este resultado, se comparó la generación de calentamiento desde la simulación con los datos entregados por el Explorador Solar del Ministerio de Energía ([de Energía,](#)

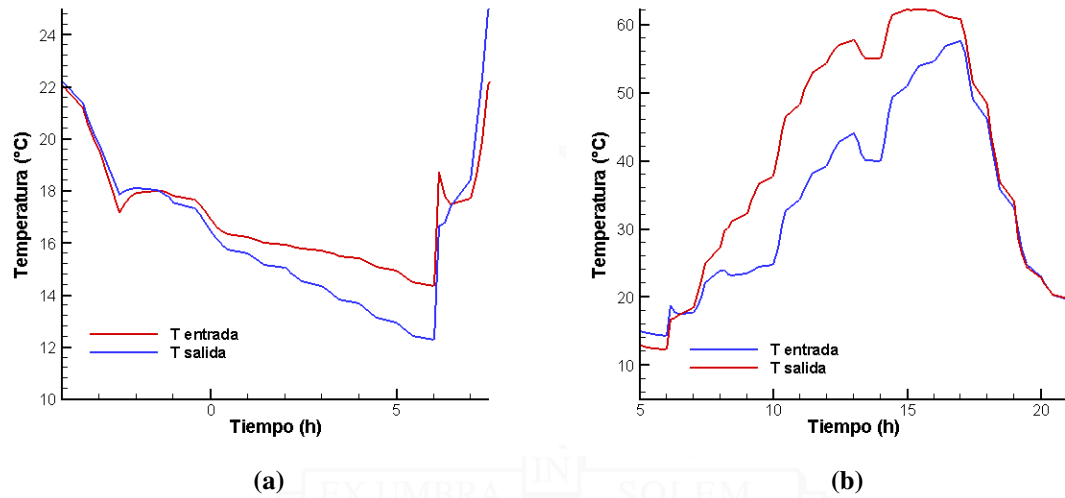


Figura 5.11: Evolución temporal de la temperatura de entrada y salida del colector con un flujo másico de 36 L/h para a) modo enfriamiento y b) modo calentamiento.

Modo	kWh
Calentamiento	1.345
Enfriamiento	244
Total	1.589

Tabla 5.7: Energía anual generada por el sistema.

2017) , plataforma on line de datos meteorológicos y geograficos para la estimación de generación fotovoltaica o termosolar. En este caso se simuló la ubicación de un colector de 2 m² cerca del sector el Belloto, Valparaíso, de donde son los datos utilizados en TRNSYS. Dentro de los parámetros colocados, se consideró un estanque de 200 L, y una inclinación de 0° (horizontal).

Los resultados entregan una generación de 1290 kWh anuales del sistema, lo que se considera un valor razonablemente similar a los 1345 kWh generados según la simulación en TRNSYS, por lo que se puede considerar el modelo como válido.

5.2.4. Desempeño en otras localidades

Se evaluó el desempeño anual del sistema propuesto para otras ciudades en Chile según la disponibilidad de data meteorológica en TRNSYS además de Valparaíso, estas ciudades son: Antofagasta, Santiago y Concepción, que son representativas para los distintos tipos

de clima de las zonas norte, centro y sur del país.

Ciudad	Calentamiento kWh	Enfriamiento kWh	Total kWh
Antofagasta	1.617	77	1.695
Valparaíso	1.345	244	1.589
Santiago	1.371	254	1.625
Concepción	849	240	1.090

Tabla 5.8: Desempeño anual en kWh generados del sistema para distintas ciudades de Chile.

De estos desempeños llama la atención que para la ciudad de Antofagasta si bien presenta el mejor resultado para calentamiento, para enfriamiento solo genera 77 kWh al año, menos de la mitad que las otras ciudades.

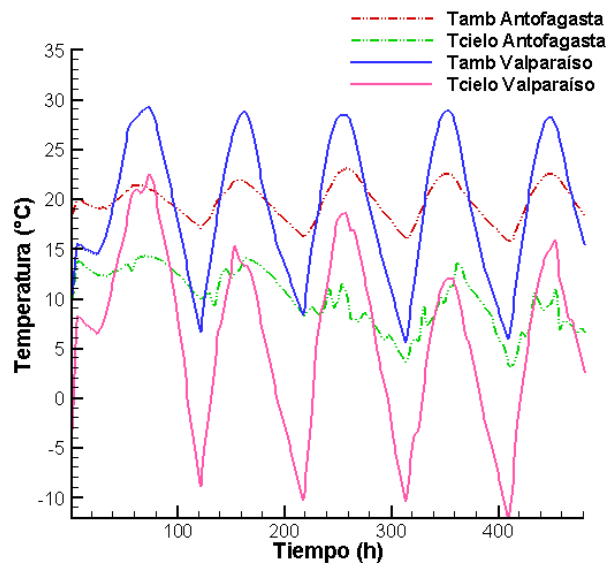


Figura 5.12: Comparación de temperatura ambiente y de cielo para Antofagasta y Valparaíso para primeros 5 días de Enero.

Llama la atención este desempeño tan bajo debido a que al conocer las bajas temperaturas de noche y baja humedad relativa de la zona norte de Chile por ser desértica, se esperaba un mayor potencial de enfriamiento radiativo. Uno de los motivos de esto puede ser que al ser Antofagasta una ciudad costera, esto ayude a templar la temperatura ambiente. Sin embargo, uno de los motivos puede ser que la temperatura ambiente para Antofagasta presenta una menor rango de variación como se puede observar en la [Figura 5.12](#), teniendo un comportamiento más estable en el día y la noche, lo que en definitiva se traduce en una

mayor temperatura de cielo y una menor radiación hacia el cielo, mermando el enfriamiento radiativo comparado con otras ciudades. Por esto para futuros estudios se recomienda revisar data meteorológica actualizada para localidades del norte del país así como también el modelo de temperatura de cielo.

El desempeño para la ciudad de Santiago similar y levemente mayor que Valparaíso, debido a la cercanía geográfica.

El desempeño para la ciudad de Concepción se observa una menor generación de energía en el modo calentamiento, lo que era esperable debido a que se encuentra en la zona sur del país y por ende una menor radiación horizontal aunque un desempeño muy similar en enfriamiento a Santiago y Valparaíso.

6 | Conclusiones y perspectivas

En este trabajo se evaluó el desempeño energético de un sistema de calentamiento y enfriamiento con un colector solar plano de $2 \times 1 \text{ m}^2$, utilizando el fenómeno de la radiación nocturna como enfriamiento pasivo mediante una simulación en software TRNSYS, considerando el ciclo de enfriamiento desde las 20:00 hrs a 06:00 hrs del día siguiente, utilizando una única bomba en el proceso. Se realizó una revisión bibliográfica exhaustiva sobre trabajos que desarrollaran netamente evaluaciones de sistemas híbridos de calor-frío, para sentar una base científica para el modelo propuesto.

Posteriormente se realizó un análisis paramétrico durante el desempeño de un día tipo para entender el comportamiento del sistema, evaluando parámetros como volumen de estanques y flujo másico buscando el mejor desempeño para calentamiento, a través de la eficiencia térmica del colector y el potencial de enfriamiento radiativo por metro cuadrado para el desempeño del enfriamiento. Posteriormente se evaluó el desempeño anual en función de la energía generada anualmente por concepto de calentamiento y enfriamiento para la ciudad de estudio elegida y disponible dentro de la data meteorológica en TRNSYS, además de evaluar para otras ciudades representativas de distintas zonas climáticas de Chile dentro de las disponibles en la librería de TRNSYS.

Los mejores resultados para calentamiento y enfriamiento fueron obtenidos para un estanque de 200L y un flujo másico de $0,02 \text{ kg/s}$ (36 L/h) obteniendo una eficiencia térmica promedio para un día de $0,621$ y un potencial de enfriamiento radiativo de $47,43 \text{ W/m}^2$. Este sistema permitió generar anualmente 1.345 kWh para el modo calentamiento y 244 kWh para el modo enfriamiento para la ciudad de Valparaíso, Chile. Si bien los mejores resultados de eficiencia térmica y potencial de enfriamiento para el flujo másico elegido por sí solos fueron la mejor performance de todos los flujos evaluados, el criterio de elección

fue a través del coeficiente COP, donde el mejor valor de 15,62 fue alcanzado para dicho flujo, sin embargo no existían diferencias significativas para los flujos contiguos a este, teniendo diferencias de décimas.

El enfriamiento en términos de temperatura para el volumen de estanques elegido de 200 L fue de $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sin embargo, la temperatura del estanque al inicio del ciclo de enfriamiento se encontraba a $17,87\text{ }^{\circ}\text{C}$, más caliente de lo esperado a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, dado que esta era la temperatura del flujo de la red de agua potable que renovaba completamente el volumen del estanque durante el día. Este aumento de temperatura se debió a las ganancias térmicas del estanque con el ambiente durante el día considerado siempre a 20°C . Esta ganancia de temperatura de casi $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ demanda la preocupación para futuros estudios de un correcto aislamiento para el estanque de agua fría, dado que un aumento en la temperatura es contraproducente para los fines que busca el enfriamiento mismo del agua.

En este trabajo se logró construir un modelo de simulación para el sistema propuesto de calentamiento y enfriamiento radiativo para un colector solar como lo postulaba su objetivo general. Si bien los resultados en reducción de temperatura y potencial de enfriamiento no son lo suficientemente buenos como los desarrollados por otros investigadores, de todas maneras este trabajo intenta marcar un precedente en la evaluación de un sistema híbrido de calor-frío, cuya investigación aún es pobre.

Sin embargo, el sistema armado está disponible para configurar parámetros y propiedades reales para estanques y colector para una próxima validación experimental del modelo. Es importante señalar que este estudio no comprendió los elementos propios de la conexión del sistema como lo son cañerías y otros elementos que generan pérdidas de carga que deben ser calculadas y agregadas al modelo para una futura validación experimental. Además, para mejorar el coeficiente de desempeño del sistema de enfriamiento COP, se recomienda reevaluar la bomba a utilizar, dado que en estudios para tamaños similares, como [Olesen et al. \(2014\)](#), utilizan bombas más pequeñas en potencia (8 W) lo que mejoraría enormemente el COP.

A futuro, debe ponerse atención a la precisión de la data meteorológica disponible y el modelo de correlación de emisividad y temperatura de cielo, que definen el potencial de enfriamiento dado el resultado poco satisfactorio encontrado para la ciudad de Antofagasta,

que se esperaba tuviese el mejor desempeño de enfriamiento debido a su ubicación en la zona norte de Chile, desértica, aunque costera. Pese a esto los resultados mostrados por la data meteorológica disponible mostraron que el peor desempeño de enfriamiento radiativo es precisamente en la ciudad de Antofagasta. Es recomendable la búsqueda y utilización de data meteorológica más precisa y variada, como lo puede ser para localidades más desérticas como para la ciudad de Calama o hacia el interior del desierto de Atacama en el norte de Chile, para evaluar el desempeño del sistema que se espera tenga resultados relevantes como la realizada en la investigación de [Castellanos et al. \(1972\)](#). Para esto se debería buscar librerías de datos en formato aceptado por TRNSYS o bien convertidores de data para poder extraer de fuentes más cercanas, como lo para el caso de Chile la data meteorológica entregada por el Explorador Solar del Ministerio de Energía.

Bibliografía

- Anderson, TN; Duke, M; y Carson, JK (2013). Performance of an unglazed solar collector for radiant cooling. [2.1](#)
- Baldocchi, Dennis (2012). Lecture 6, biometeorology. *Department of Environmental Science, Policy and Managementm University of CALIFORNIA, Berkeley*. [3.1.3](#)
- Castellanos, G.; Fournier, J.; y Valdivia, R. (1972). Enfriamiento de un cuerpo negro radiante en dirección del espacio en el desierto de atacama chile. *Departamento de Mecánica, Dirección General de Aguas. Departamento de Hidrología DGA*. [2.1](#), [6](#)
- Çengel, Yunus A (2007). *Transferencia de calor y masa: un enfoque práctico*. McGraw-Hill. [\(document\)](#), [3.1](#), [3.1.1](#), [3.2.2.1](#), [3.3.0.1](#), [3.5](#)
- Chen, Bing; Clark, D; Maloney, John; Mei, W; y Kasher, John (1995). Measurement of night sky emissivity in determining radiant cooling from cool storage roofs and roof ponds. In *Proceedings of the National Passive Solar Conference*, volume 20 (pp. 310–313).: AMERICAN SOLAR ENERGY SOCIETY INC. [??](#)
- Clark, Gene y Allen, Chester (1978). The estimation of atmospheric radiation for clear and cloudy skies. In *Proc. 2nd National Passive Solar Conference (AS/ISES)* (pp. 675–678). [??](#)
- CNE (2018). Anuario estadístico de energía 2018. *Comisión Nacional de Energía. Ministerio de Energía del Gobierno de Chile*. [1.1](#)
- Colangelo, Gianpiero; Favale, Ernani; Miglietta, Paola; y de Risi, Arturo (2016). Innovation in flat solar thermal collectors: A review of the last ten years experimental results. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 1141–1159. [2.1](#)
- Coronado Sanzana, Miguel Alejandro (2019). Análisis de confiabilidad en sistemas de recuperación de calor residual desde gases de escape de grupos electrógenos diésel. [4.1.3.1](#)
- de Energía, Ministerio (2017). Explorador solar. *Explorador Solar*. [5.2.3](#)
- Duffie, John A. y Beckman, William A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*, volume 3. Wiley Online Library. [3.3.3](#), [4.1.5](#), [4.1.5](#), [4.1.5](#), [4.1.5](#), [4.1.5](#)

- Erell, Evyatar y Etzion, Yair (2000). Radiative cooling of buildings with flat-plate solar collectors. *Building and environment*, 35(4), 297–305. [2.1](#)
- Family, Roxana y Mengüç, M Pinar (2017). Materials for radiative cooling: a review. *Procedia environmental sciences*, 38, 752–759. [2.1](#)
- Garzón Romero, Juan David; Sapuy, Ramírez; y Carlos, Juan (2015). Determinación de la eficiencia térmica instantánea y la temperatura de salida del colector solar psbc-1c, del sistema de entrenamiento en energía solar térmica, ubicado en la fundación universitaria los libertadores. [4.1.5](#), [4.1.5](#)
- Hernández Cid, Rocío Catalina (2019). Estudio experimental de la aplicación de un sistema de enfriamiento por radiación nocturna a una vivienda. [4](#), [4.1.2](#), [4.1.3](#), [4.1.5](#), [5.1](#)
- Hu, Mingke; Pei, Gang; Wang, Qiliang; Li, Jing; Wang, Yunyun; y Ji, Jie (2016). Field test and preliminary analysis of a combined diurnal solar heating and nocturnal radiative cooling system. *Applied energy*, 179, 899–908. [2.1](#), [3.3.1](#), [3.3.1](#)
- Hu, Mingke; Zhao, Bin; Ao, Xianze; Su, Yuehong; y Pei, Gang (2018). Parametric analysis and annual performance evaluation of an air-based integrated solar heating and radiative cooling collector. *Energy*, 165, 811–824. [2.1](#)
- Ledesma, Veronica; Baeza, Alejandro; Cabral, Alan and, Sánchez Eduardo; y Ulises, César (2015). Sistemas activos y pasivos, la combinación más eficiente en la proyección de espacios. *Revista Mundo HVAC&R*. [1.1](#)
- Martin, Marlo y Berdahl, Paul (1984). Characteristics of infrared sky radiation in the united states. *Solar energy*, 33(3-4), 321–336. [??](#), [4.1.6](#)
- Matsuta, M; Terada, S; y Ito, H (1987). Solar heating and radiative cooling using a solar collector-sky radiator with a spectrally selective surface. *Solar Energy*, 39(3), 183–186. [2.1](#), [3.3.1](#)
- Mihalakakou, G; Ferrante, A; y Lewis, JO (1998). The cooling potential of a metallic nocturnal radiator. *Energy and Buildings*, 28(3), 251–256. [2.1](#)
- Ministerio de Energía, Chile (2017). Estándar mínimo de eficiencia energética equipos de aire acondicionado. *División de Eficiencia Energética*. [1.1](#)
- Ministerio de Energía, Chile (2016). Energía 2050 política energética de Chile. *Ministerio de Energía*. [1.1](#)
- MINVU, Chile (2016). Manual de (re) acondicionamiento térmico. *Ministerio de Vivienda y Urbanismo de Chile*. [1.1](#)
- Obrecht Ihl, Raúl (2016). Caracterización del consumo energético residencial en la región metropolitana y análisis de escenarios de eficiencia energética. [1.1](#)

- Olesen, Bjarne W; Kazanci, Ongun B; Weitzmann, Peter; y Toftum, Jorn (2014). Conditioning of a plus-energy house using solar systems for both production of heating and nighttime radiative cooling. [3.3.2](#), [5.2](#), [5.2](#), [6](#)
- Pandey, Dharendra K; Lee III, Robert B; y Paden, Jack (1995). Effects of atmospheric emissivity on clear sky temperatures. *Atmospheric Environment*, 29(16), 2201–2204. [??](#)
- Pean, Thibault Quentin; Gennari, Luca; Olesen, Bjarne W; y Kazanci, Ongun Berk (2015). Nighttime radiative cooling potential of unglazed and pv/t solar collectors: parametric and experimental analyses. In *8th Mediterranean Congress of Heating, Ventilation and Air-Conditioning*. [2.1](#)
- Sameti, Mohammad y Kasaeian, Alibakhsh (2015). Numerical simulation of combined solar passive heating and radiative cooling for a building. In *Building Simulation*, volume 8 (pp. 239–253).: Springer. [2.1](#)
- Sellers, W D. (1965). *Physical climatology*. London: University of Chicago. [3.2.4](#)
- Swinbank, W CQJR (1963). Long-wave radiation from clear skies. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 89(381), 339–348. [??](#)
- Vall, Sergi y Castell, Albert (2017). Radiative cooling as low-grade energy source: a literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 77, 803–820. [2.1](#), [3.3.0.1](#), [4.1.5](#)
- Yong, Cui; Yiping, Wang; y Li, Zhu (2015). Performance analysis on a building-integrated solar heating and cooling panel. *Renewable energy*, 74, 627–632. [2.1](#)